

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Tlačné zařízení trnů forem

Thrust Device of Mould Pins

Student:

Bc. Martin Ondruš

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Ondruš**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Tlačné zařízení trnů forem**
Thrust Device of Mould Pins

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete tlačné zařízení trnů forem:

1. Tlačná síla 50 000 N
2. Rychlost zasouvání 0,4 m/s
3. Horizontální přestavování tlačného válce ± 100 mm
4. Kyvný pohyb tlačného válce ve vertikální rovině $\pm 5^\circ$
5. Zajištění vedení trnu.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohou jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Ondruš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Orlová – Lutyně, 735 14
K. Dvořáčka, 1217

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ONDRUŠ, M. Tlačné zařízení trnů forem: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015.
Vedoucí práce: HAVLÍK, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem tlačného zařízení trnů pro lisování v uzavřené formě. V úvodu práce je vybrán vhodný hydraulický válec, který splní zadané parametry pro lisování a taktéž je navržena celková konstrukce rámu, která slouží jako podpěra pro hydraulický válec a současně splňuje předem zadané pohyby a ukotvení. Byly provedeny všechny potřebné výpočty pro pevnostní kontrolu navrženého zařízení a celková sestava je vidět v přílohách diplomové práce.

ANOTATION THE DIPLOMA THESIS

ONDRUŠ, M. Thrust Device of Mould Pins: diploma thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of parts of machines, 2015. Thesis head: HAVLÍK, J.

This thesis deals with the structural design pusher pins for molding in a closed form. In the beginning is already a suitable hydraulic cylinder that meets specified parameters for stamping and also is designed overall frame structure, which serves as a support for the hydraulic cylinder and also meets the predetermined movements and anchoring. Were made all the necessary calculations for the analysis of designed equipment and the entire assembly is seen in the annexes of the thesis.

Obsah:

Seznam označení veličin.....	7
1 ÚVOD.....	8
2 POPIS TLAČNÉHO ZAŘÍZENÍ TRNŮ FOREM.....	9
3 PODOBNÁ ZAŘÍZENÍ NA TRHU A VE SPOLEČNOSTECH.....	11
3.1 Víceosý lis.....	11
3.2 Lisy řady CJC.....	12
4 VÝBĚR HYDRAULICKÉHO VÁLCE.....	14
4.1 Používané lisovací trny.....	15
4.2 Výpočet potřebného tlaku a objemového průtoku čerpadla.....	16
4.3 Vedení trnu.....	17
4.3.1 Vlastní návrh vedení trnu.....	18
5 VÝPOČET POHYBU HYDRAULICKÉHO VÁLCE.....	19
5.1 Výpočet posuvu hydraulického válce.....	19
5.1.1 Vyvozená třecí síla.....	19
5.2.1 Síla v pohybovém šroubu.....	20
5.2 Výpočet zdvihu hydraulického válce.....	21
5.1.2 Síla v pohybovém šroubu.....	22
6 VÝPOČET A KONTROLA ŠROUBŮ DRŽÍCÍ DESKU S VÁLCEM.....	24
6.1 Určení potřebné síly ve šroubu účinkem dotažení šroubu.....	24
6.2 Výpočet přídavné síly vytvořené účinkem klopného momentu.....	25
6.3 Výpočet předepjatého šroubového spoje.....	25
6.3.1 Výpočet dynamicky namáhaného šroubu.....	27
7 VÝPOČET A KONTROLA KOTEVNÍCH ŠROUBŮ.....	31
7.1 Určení síly ve šroubu a přídavné síly.....	31
7.2 Výpočet dynamicky zatíženého šroubu.....	32
7.2.1 Výpočet výsledné bezpečnosti šroubu.....	33
8 VÝPOČET A KONTROLA ŠROUBŮ DRŽÍCÍCH NAKLÁPĚCÍ RÁM.....	36
8.1 Výpočet reakcí.....	36
8.2 Výpočet normálové a přídavné síly ve šroubech.....	37
8.2.1 Výpočet normálové síly.....	37
8.2.2 Výpočet přídavné síly.....	37
8.3 Výpočet a kontrola šroubu.....	38
9 KONTROLA SVARŮ.....	40
9.1 Vytvoření geometrie.....	40
9.2 Vytvoření sítě.....	41
9.3 Přiřazení vazeb a zatížení.....	42
9.4 Výpočet výsledků.....	43
9.4.1 Výsledná deformace.....	43
9.4.2 Výsledné napětí.....	44
9.4.3 Detail výsledků.....	45
9.5 Zhodnocení výsledků.....	46
10 HOTOVÉ TLAČNÉ ZAŘÍZENÍ.....	47
10.1 Tlačné zařízení používáno před rekonstrukcí.....	47
10.2 Nové tlačné zařízení.....	48
11 ZÁVĚR.....	49
Použitá literatura.....	50
Přílohy práce.....	51

Seznam označení veličin

v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost vysouvání pístnice
i	$[-]$	počet šroubů
d	$[mm]$	jmenovitý průměr závitu šroubu
d_2	$[mm]$	střední průměr závitu šroubu
s	$[mm]$	otvor pro klíč
d_3	$[mm]$	průměr dříku závitu šroubu
l_p	$[mm]$	délka spojovaných přírub
p	$[MPa]$	tlak
E	$[MPa]$	modul pružnosti v tahu
C_s	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost šroubu
C_p	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost spojovaných přírub
F	$[N]$	lisovací síla
P	$[MPa]$	tlak v hydraulickém válci
D	$[mm]$	průměr hydraulického válce
Q_v	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemový průtok
F_N	$[N]$	normálová síla
F_{Smax}	$[N]$	maximální síla ve šroubu
ΔF_{Smax}	$[N]$	složka síly ve šroubu od maximální provozní síly
F_t	$[N]$	třecí síla
M_k	$[N \cdot mm]$	krouťící moment
M_o	$[N \cdot mm]$	ohybový moment
F_o	$[N]$	osová síla ve šroubu
F_{ruky}	$[N]$	síla lidské ruky
K_s	$[-]$	výsledná bezpečnost pevnostního výpočtu
M_u	$[N \cdot m]$	utahovací moment pro šrouby
R_1	$[N]$	reakce v první vazbě
R_2	$[N]$	reakce v druhé vazbě
F_{M1}	$[N]$	přídavná síla v prvním šroubu
F_{M2}	$[N]$	přídavná síla v druhém šroubu
Re	$[MPa]$	mez kluzu materiálu
R_m	$[MPa]$	mez pevnosti materiálu
σ_t	$[MPa]$	tahové napětí
τ	$[MPa]$	smykové napětí
σ_{RED}	$[MPa]$	redukované napětí
ψ	$[^\circ]$	výpočet úhlu stoupání závitu
φ'	$[^\circ]$	výpočet třecího redukovaného úhlu závitu
$\beta_{\sigma max}$	$[-]$	součinitel vrubu
ε_p	$[-]$	součinitel jakosti povrchu
ν_σ	$[-]$	součinitel velikosti součásti
σ_c	$[MPa]$	mez únavy materiálu
σ_c^*	$[MPa]$	mez únavy materiálu pro vrubovanou součást
ψ_σ	$[-]$	součinitel sbíhavosti
ψ_σ^*	$[-]$	součinitel sbíhavosti pro vrubovanou součást
σ_{tsh}	$[MPa]$	horní napětí
σ_{tsm}	$[MPa]$	střední napětí
σ_{tsn}	$[MPa]$	dolní napětí
σ_{tsa}	$[MPa]$	amplituda napětí

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem tlačného zařízení, které bude sloužit jako součást lisu, pro lisování keramických materiálů. V úvodu práce budou popsány podobná zařízení, která se ve světě používají a jakým výběrem z těchto zařízení by bylo možné celkové lisování vyřešit.

Budou navrženy a zkontrolovány všechny potřebné součásti, které tlačné zařízení pro svou funkci bude potřebovat. Bude vybrán vhodný hydraulický válec, který musí vyvodit potřebnou lisovací sílu a rychlost hydraulického pístu podle zadání. Celkové tlačné zařízení obsahuje celou řadu šroubů, které budou zkontrolovány pevnostním výpočtem a podle norem jim budou přiřazeny doporučené maximální hodnoty utahovacích momentů. Pomocí metody MKP (Metody konečných prvků) bude spočteno maximální možné napětí, které při lisování ve svarech a konstrukci vzniká.

Na konci práce bude popsáno z fotek zařízení, které se používalo pro lisování před návrhem a rekonstrukcí nového tlačného zařízení. Na závěr práce bude ukázáno a popsáno zařízení, které bylo navrženo v diplomové práci, bylo realizováno a je ve společnosti současně používáno.

2 Popis tlačného zařízení trnů forem

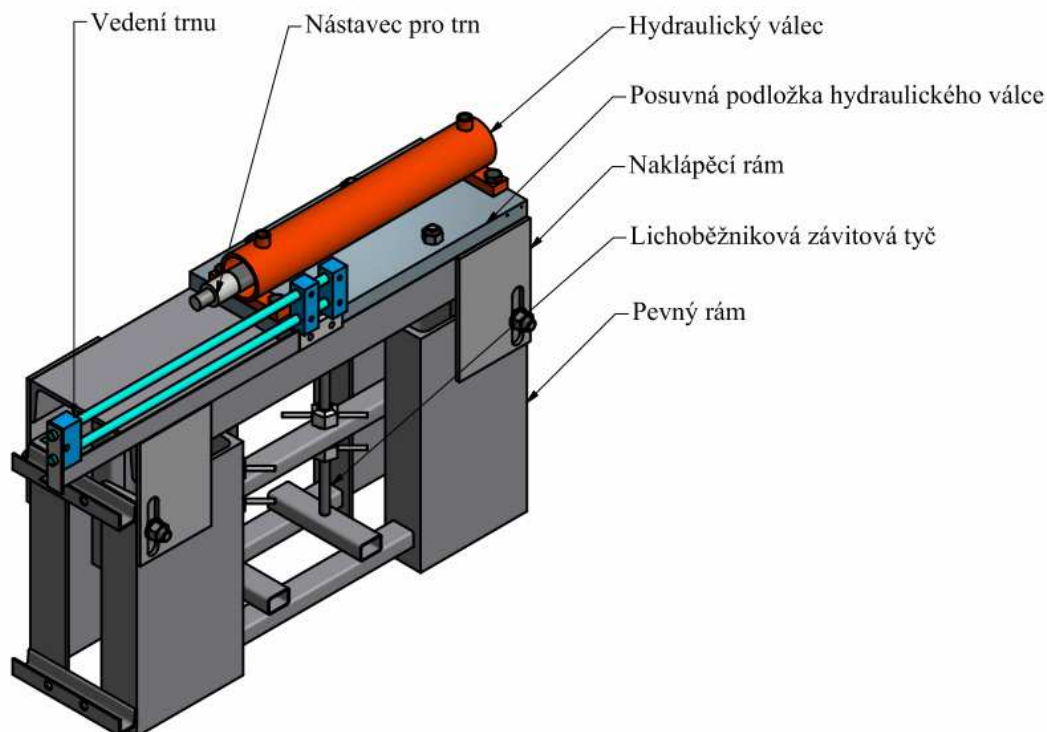
Zařízení je tvořeno dvěma svařovanými konstrukcemi, naklápěcí a pevnou, hydraulickým válcem, posuvnou podložkou pod hydraulickým válcem, dvěma závitovými tyčemi s lichoběžníkovým závitem, šrouby s maticemi a vedením.

Pevný svařovaný rám, který je nehybný, slouží jako hlavní ukotvení k lisu, zajištění polohy naklápěcího rámu a je vytvořen svařením čtyř profilů tvaru U, čtyř čtvercových profilů a dvou závitových tyčí.

Naklápěcí rám obsahuje ve své konstrukci profil U a čtyři plechy tloušťky 5 mm, které jsou k profilu U přivařeny. V tomto naklápěcím rámu je uložena závitová tyč s lichoběžníkovým závitem. Jako součást naklápěcího rámu je rovněž podložka pro hydraulický válec, která se po tomto rámu může pohybovat. Podložka je složena z desky, ke které jsou přivařeny dvě součásti tvaru hranolu s lichoběžníkovým závitem. tato podložka je vedena ve vytvořené drážce naklápěcího rámu a v podložce je zároveň veden pohybový šroub.

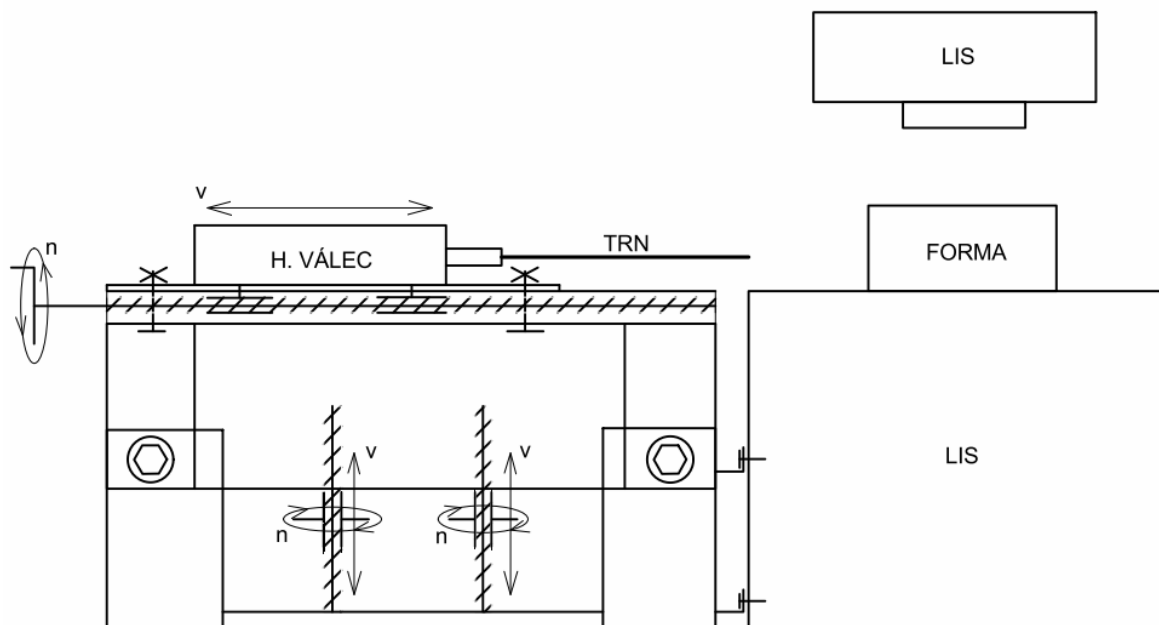
Vedení hydraulického pístu a trnu je složeno z dvou rovnoběžných tyčí kruhového průřezu, po kterých se pohybuje jezdec, který je spojen pomocí závitové tyče s trnem formy. Jako součást vedení se může vzít také nástavec pro trn, který funguje jako tzv. vložka pro jiné trn. Toto vedení je přivařeno k předem zmíněné podložce pro hydraulický válec.

Podrobný popis zařízení a rozklad celé soustavy bude patrný z následujících kapitol, které se budou věnovat jednotlivým konstrukčním problémům. Celá sestava je vidět na obrázku 2.1, kde jsou popsány všechny hlavní díly a součásti sestavy.



Obrázek 2.1 - Popis hlavních částí zařízení

Pro lepší znázornění všech pohybů a zajištění poloh bude vytvořena zjednodušená kinematika tlačného zařízení s lisem i formou, která je vidět na obrázku 2.2.



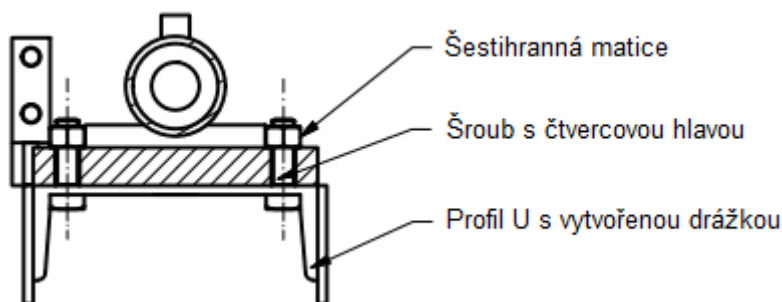
Obrázek 2.2 - Kinematika tlačného zařízení

Na obrázku 2.2 je znázorněna kinematika a všechny pohyby při lisování. Vpravo od tlačného zařízení je vidět hydraulický lis s formou, který bude provádět lisování ve vertikálním směru. Navržené tlačné zařízení bude provádět lisování ve směru horizontálním.

Horizontální pohyb hydraulického válce po naklápěcím rámu bude proveden pomocí otáčení pohybového šroubu s klikou, který je veden v děrách se závitem podložky hydraulického válce. Tato podložka je vedena v drážce naklápěcího rámu, takže se pouze může posouvat a neotáčí se.

Zvedání naklápěcího rámu ve vertikálním směru bude provedeno podobně. Jen s tím rozdílem, že v této situaci bude pohybový šroub stabilní a otáčet a pohybovat se budou matice s klikami, které budou zároveň zvedat celý naklápěcí rám i s hydraulickým válcem.

Všechny tyto polohy budou po vykonání zajištěny pomocí šroubů s čtvercovou hlavou, která se opře o vytvořenou drážku ve všech profilech U a bude se tedy pro dotažení šroubu a zajištění polohy otáčet pouze s maticí. Tento princip je znázorněn na obrázku 2.3.



Obrázek 2.3 – Příklad principu dotažení šroubu

3 Podobná zařízení na trhu a ve společnostech

Navržené tlačné zařízení, které bylo popsáno v úvodu kapitoly slouží jako součást lisu, kde se lisují surové keramické materiály. Lis lisuje surový keramický materiál v uzavřené formě ve svislém směru a tlačné zařízení tvaruje materiál ve formě ve vodorovném směru. Jedná se tedy o lisování ve dvou osách, vodorovné a svislé.

3.1 Víceosý lis

Nizozemská společnost Cirex [1] - největší slévárna na světě, používající technologie odlévání na vytavitelný voskový model - využívá při dotváření a kalibraci čtyřsloupové lisy od firmy TOX Pressotechnik [2].

Na obrázku 3.1 je vidět celkový pohled na speciální víceosý kalibrační lis pro odlitky. Skládá se ze standardního čtyřsloupového lisu TOX MAG 050 s pohonem Kraftpaket S75 v ose Z a dvou dotvářecích jednotek, umístěných na jeho levé a pravé straně v ose X.



Obrázek 3.1 - Víceosý kalibrační lis [2]

Stavebnice lisů TOX je navržena tak, že všechny její komponenty do sebe zapadají a navazují na sebe. Dimenzování všech typových řad stojanů odpovídá silovým parametrům pohonů. Stojany a pohony stejné dimenze mají vzájemně stejné dosedací plochy a upevňovací příruby. Rovněž tak všechny řídicí systémy a přístroje monitoringu spolu s kabeláží včetně senzorů vzájemně komunikují a pracují na společné bázi, takže pro vzájemná spojení se nevyžadují žádné další úpravy a speciální periferie.

3.2 Lisy řady CJC

Lisy řady CJC jsou hydraulické lisy čtyřsloupové konstrukce s poloautomatickým pracovním cyklem. Jsou určeny ke zpracování sypkých keramických materiálů. Mohou být vybaveny jedním, nebo dvěma lisovacími válci v protiběžné konfiguraci. Lisy je možno vybavit širokou škálou dodatečných zařízení jako jsou násypná a dávkovací zařízení, dopravníky, přidavné hydraulické válce atd. Stroje je možné dodat ve formě automatizovaného pracoviště. Podobné lisy vyrábí společnost TOS Rakovník [3] a je možné si různé konstrukce a druhy prohlédnout z následujících obrázků 3.2, 3.3 a 3.4.



Obrázek 3.2 - Lis řady CJC 120 [3]



Obrázek 3.3 - Lis řady CJC 160 [3]



Obrázek 3.4 - Lis řady CJC 161 [3]

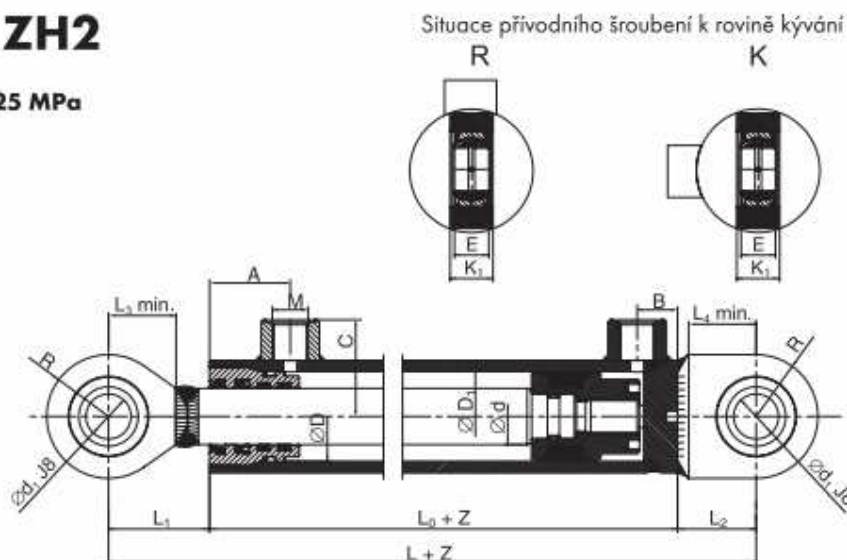
Je vidět že společnost TOS Rakovník se specializuje přímo na výrobu lisů na tváření sypkých a keramických materiálů. Ovšem zakoupení podobné tvářecí soustavy by bylo finančně náročné a všechny již hotové formy by byly nepoužitelné, protože by se museli vymyslet zcela nové formy pro daný lis a technologii výroby. Proto byl uskutečněn vlastní návrh tlačného zařízení, kde se vybral vhodný hydraulický válec a vytvořilo se k němu vedení.

4 Výběr hydraulického válce

Vyvození zadané tlačné síly pro lisování se uskuteční pomocí přímočarého hydraulického motoru od firmy Hydraulics s.r.o. [4]. Vybraný hydraulický motor série ZH2 se svými parametry je vidět na obrázku 4.1.

Série ZH2

pro P_{max} 25 MPa



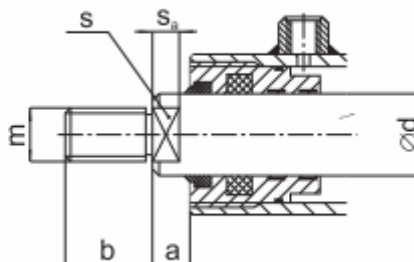
$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_0	L_1	L_2	$L_3 \pm 1$	$L_4 \pm 1$	M	A	B	C	E	K_1	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
90	55	105	40	310	165	85	60	57	53	22x1,5	64	35	70,5	28	35	52,5	710	$15,60 + Z \times 0,03668$

Obrázek 4.1 - Vybraný hydraulický motor [4]

Ukončení pístní tyče bude s vnějším závitem M30x2 s délkou 50 mm, které je patrné z obrázku 4.2.

vnější závit

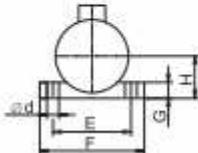
$\varnothing d$	50
m	30x2
a	25
b	45
s	50
s	46
s_a	18



Obrázek 4.2 - Ukončení pístní tyče [4]

Vybraný typ uchycení přímočarého hydraulického motoru pomocí šroubů ZH2-D je zobrazen na obrázku 4.3.

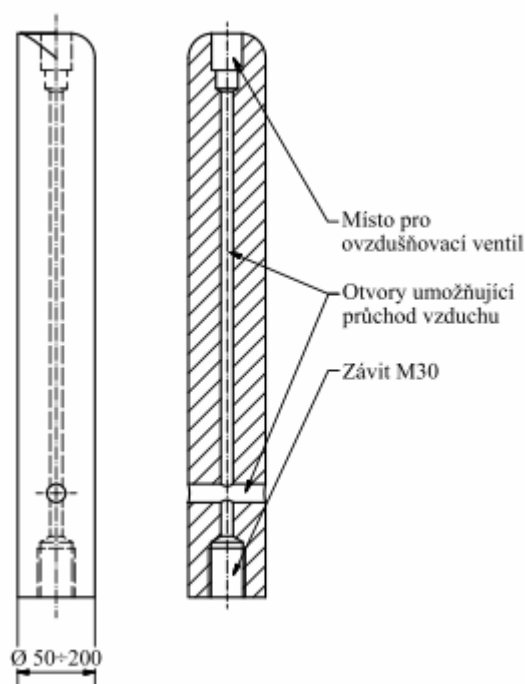
Uchycení ZH2-D											ZH2-DS
Typ válce	B	C	Ød	E	F	G	H	L ₁	L ₂	C ₁	B ₁
90	40	30	21	150	190	24	65	165	203	68	73



Obrázek 4.3 - Vybraný typ uchycení [4]

4.1 Používané lisovací trny

Zařízení bude sloužit k tlačení lisovacího trnu do uzavřené formy a rovněž bude zařízení zajišťovat přesné vedení trnu v požadované ose. Lisovací trny můžou být vnějšího průměru 50 ÷ 200mm, příklad lisovacího trnu s popisem je na obrázku 4.4.



Obrázek 4.4 - Schéma a popis lisovacího trnu

Ovzdušňovací ventil slouží k průniku vzduchu do výlisku při vysouvání trnu z formy po procesu lisování, kdy by mohlo díky podtlaku, který uvnitř výlisku vznikne, dojít k zborcení výlisku. Závit M30 slouží k našroubování trnu na pístnici hydraulického motoru.

4.2 Výpočet potřebného tlaku a objemového průtoku čerpadla

Rychlost vysouvání pístní tyče musí být podle zadání minimálně $0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a síla této pístní tyče musí být minimálně 50 000N. Proto bude proveden výpočet, kde bude stanoven potřebný tlak a objemový průtok čerpadla, ke kterému bude hydraulický válec připojen.

Průměr $D = 90 \text{ mm}$, který je nutný pro výpočet plochy uvnitř hydraulického válce je přebrán z obrázku 4.1, kde je možno vidět všechny rozměry vybraného hydraulického válce.

Výpočet potřebného tlaku uvnitř hydraulického válce:

Z rovnice (4.1) pro určení tlaku bude určen potřebný minimální tlak, který bude nutný k dosažení potřebné síly.

$$F = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.1)$$

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 50000}{\pi \cdot D^2} = \underline{\underline{7,86 \text{ MPa}}}$$

Poznámka:

Podle katalogu společnosti Hydraulics s.r.o. [4] je maximální možný tlak pro vybraný válec 25 MPa. Vypočtený potřebný minimální tlak pro vyvození síly 50 000N je 7,86MPa, který je podstatně menší než 25MPa a proto vybraný válec vyhovuje.

Určení potřebného objemového průtoku čerpadla:

Z rovnice (4.2) pro objemový průtok se určí potřebný minimální objemový průtok pro dosažení rychlosti vysouvání pístní tyče z hydraulického válce.

$$Q_v = S \cdot v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \quad (4.2)$$

$$Q_v = S \cdot v = \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,4 = 2,55 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Poznámka:

Pro lepší přehled výsledných hodnot u potřebného objemového průtoku bude výsledek převeden na litry za sekundu. Převedení této hodnoty z $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ na $\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$ proběhne pomocí rovnice (4.3)

$$Q_v[m^3 \cdot s^{-1}] \cdot 10^3 = Q_v[dm^3 \cdot s^{-1}] \quad (4.3)$$

$$Q_v[m^3 \cdot s^{-1}] \cdot 10^3 = 2,55 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 = 2,55 dm^3 \cdot s^{-1} = \underline{\underline{2,55 l \cdot s^{-1}}}$$

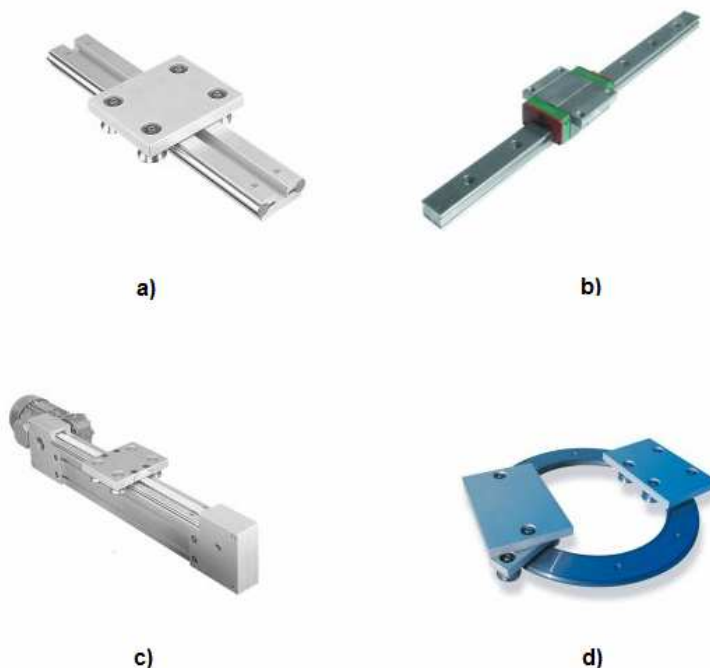
Nutný objemový průtok čerpadla je tedy 2,55 litrů za sekundu. Zasouvání pístní tyče zpět do hydraulického válce bude rychlejší z důvodu menší plochy, která je zmenšena průměrem pístní tyče.

Menší rychlost pístní tyče při zasouvání nebude pro návrh tlačného zařízení důležitá, protože při zasouvání pístní tyče už bude probíhat proces vyndávání vylisované tvarovky z formy, který trvá poměrně dlouho dobu (přibližně 20 ÷ 30 sekund) a proto už se diplomová práce tímto výpočtem nemusí zabývat.

4.3 Vedení trnu

Hydraulický válec vytvoří požadovanou sílu a rychlost trnu při lisování, ale rovněž je potřeba také trn vést, aby při pohybu neklesnul pod osu požadované dráhy z důvodů vlastní váhy trnu. Na trhu je celá řada vedení, která by mohla tento problém vyřešit a v následující podkapitole budou ukázány některá z nich.

Společnost T.E.A. Technik s.r.o. [5] prodává celou řadu a různé druhy vedení jako např. rolničková vedení, vedení s oběhovými kuličkami, lineární moduly, oblouková vedení apod. Na obrázku 4.5 je možno si prohlédnout předem zmíněné druhy, které tato společnost nabízí.

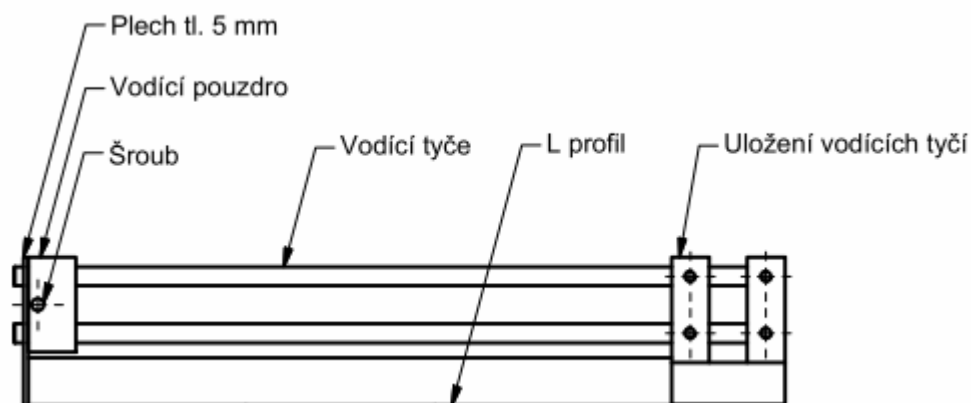


Obrázek 4.5 – Druhy vedení: a) Rolničková vedení, b) vedení s oběhovými kuličkami, c) lineární moduly, d) oblouková vedení [5]

4.3.1 Vlastní návrh vedení trnu

Vedení, která jsou vidět na obrázku 4.6 jsou příliš drahá, a proto bude navrženo vlastní vedení pomocí vodících tyčí kruhového průřezu.

Vedení je složeno z vodících tyčí, svařovaného profilu, uložení pro vodící tyče, vodícího pouzdra a šroubu. Uložení vodících tyčí je svařeno společně s L profilem a plechem o tloušťce pět milimetrů. Po uložení vodících tyčí se pohybuje vodící pouzdro se šroubem, který je zašroubován do trnu



Obrázek 4.6 - Popis navrženého vedení

Přesnost navrženého vedení je mnohem menší než u vedení, které je možno zakoupit jako hotový celek, jak bylo možné vidět na úvodu kapitoly 4.3. Ovšem trny nepotřebují příliš přesné vedení, protože na formách jsou pro trny díry s velkými náběhy, které zaručí zablokování pohybu trnu při vnikání do formy. A v této díře se trny opět dostanou do požadované pracovní osy a polohy. Vedení bude rovněž sloužit k připevnění stínítek dorazů, kterými se nastaví požadovaný zdvih.

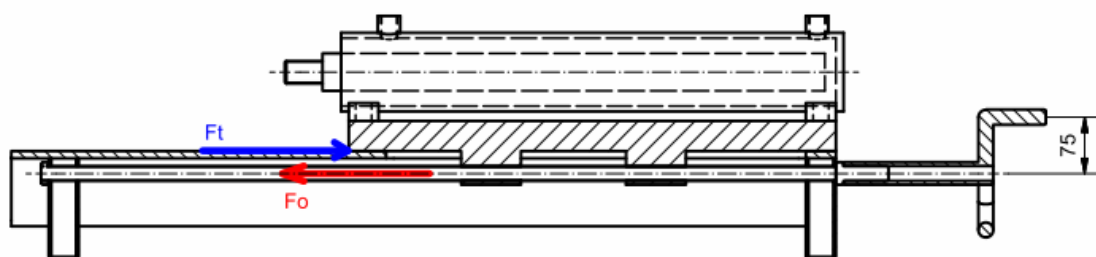
5 Výpočet pohybu hydraulického válce

Hydraulický válec bude přišroubován k desce, která se bude posouvat v horizontálním směru a deska bude přišroubována k naklápěcímu rámu, jehož pohyb bude ve vertikálním směru. Všechny tyto pohyby budou vyvozeny pomocí pohybových šroubů. Proto se tyto pohyby zkontrolují výpočtem, který ověří zda budou tyto pohyby umožněny pouhým tahem lidské ruky.

5.1 Výpočet posuvu hydraulického válce

V následující kapitole bude proveden výpočet posuvu hydraulického válce s deskou, na které je válec umístěn. Deska má výstupky, kde jsou díry s lichoběžníkovým závitem a šroub těmito děrami prochází. Posuv bude uskutečněn pomocí otáčení šroubu s lichoběžníkovým závitem. Síla ve šroubu, která se vyvozením otáčení šroubu vytvoří, musí být větší než tření pod deskou, které je vytvořeno vlastní tíhou válce a desky.

Silový rozbor je znázorněn na obrázku 5.1.



Obrázek 5.1 - Schéma silového rozboru při posuvu desky s válcem

Typ závitů pohybového šroubu:

Tr 20 x 2:

$d = 20,000 \text{ mm}$

$d_2 = 19,000 \text{ mm}$

$d_3 = 18,000 \text{ mm}$

$P = 2,000 \text{ mm}$

5.1.1 Vyvozená třecí síla

Vyvozená třecí síla, kterou je nutno překonat, aby se hydraulický válec s deskou dostal do pohybu je spočtena v rovnici (5.1). Součinitel suchého tření oceli na oceli je $f = 0,1$. Hmotnost válce je podle katalogu $m = 34,123 \text{ Kg}$ a hmotnost desky, zjištěná pomocí programu INVENTOR [6] je $m = 62,221 \text{ Kg}$.

$$F_t = m \cdot g \cdot f$$

$$F_t = (62,221 + 34,123) \cdot 9,81 \cdot 0,1 = \underline{\underline{94,51N}} \quad (5.1)$$

Tuto spočtenou třecí sílu je nutné překonat pomocí otáčení šroubu s lichoběžníkovým závitem a tím se vytvoří osová síla ve šroubu.

5.1.2 Síla v pohybovém šroubu

Výpočet úhlu stoupání závitu a třecího redukovaného úhlu:

Výpočet úhlu stoupání závitu je znázorněn v rovnici (5.2) a výpočet třecího redukovaného úhlu v rovnici (5.3). Součinitel tření v závitu f_z je zvolen 0,1 a úhel α pro lichoběžníkový závit je 30° .

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{\pi \cdot 19}\right) = 1,92 \quad (5.2)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)}\right) = 5,91 \quad (5.3)$$

Síla ve šroubu vytvořená jeho otáčením:

Síla ve šroubu, která se jeho otáčením vytvoří je vyvozena otáčením klíče pomocí lidské ruky. Jako sílu lidské ruky bude brána hodnota $F_{ruky} = 100N$. Rameno kroutícího momentu na klíči je podle obrázku 5.1, $R = 75mm$. Výpočet této osové síly ve šroubu vychází z rovnice (5.4).

$$M_k = i \cdot F_s \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (5.4)$$

$$F_{ruky} \cdot R = i \cdot F_s \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$F_s = \frac{F_{ruky} \cdot R}{tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \cdot i} = \frac{100 \cdot 75}{tg(1,92 + 5,91) \cdot \frac{19}{2} \cdot 2} = 2870,5N$$

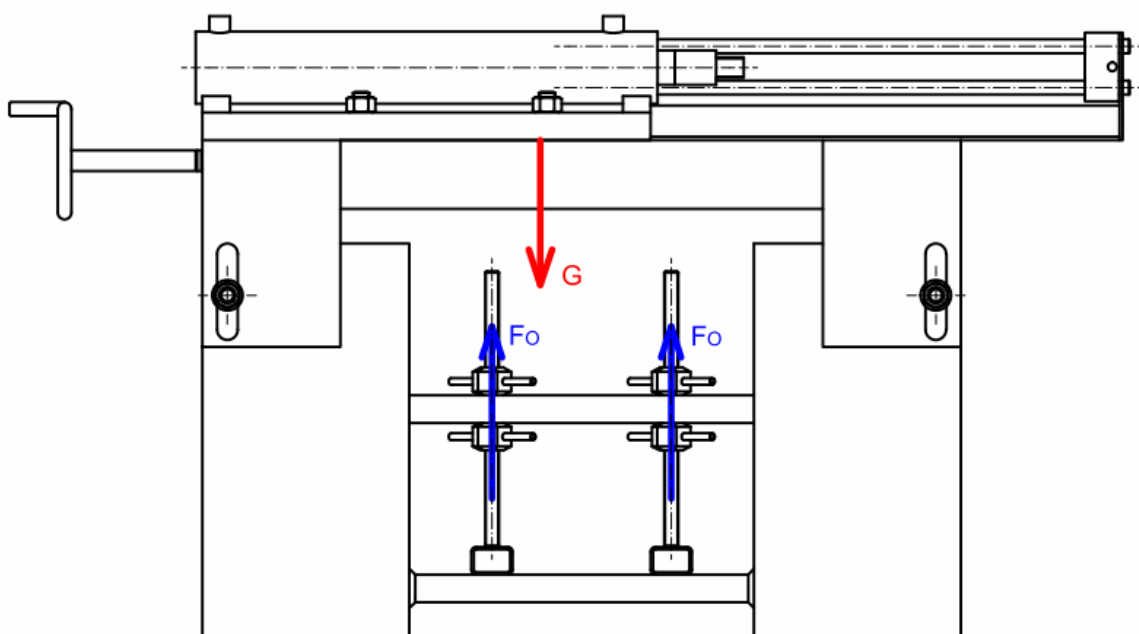
Z výpočtů v této kapitole jde vidět, že osová síla ve šroubu je 2870,5N a třecí síla, kterou je nutno překonat je 94,5N. Z tohoto faktu je patrné, že k posuvu desky s válcem zaručeně dojde.

$$F_s \geq F_t$$

$$\underline{\underline{2870,5 \geq 94,5}}$$

5.2 Výpočet zdvihu hydraulického válce

Vertikální pohyb bude vyvozen pomocí pohybové šrouby s lichoběžníkovým závitem podobně jako v předchozím případě. Ovšem celková hmotnost zvedané soustavy bude větší o hmotnost naklápěcího rámu. Silový rozbor je znázorněn na obrázku 5.2.



Obrázek 5.2 - Silový rozbor při zvedání rámu s hydraulickým válcem

Výpočet celkové zvedané hmotnosti:

Celková zvedaná hmotnost v sobě zahrnuje hydraulický válec, podložku válce a naklápěcí svařovaný rám. Hmotnost, která se v tomto výpočtu přidá je hmotnost svařovaného rámu, která je 56,995 Kg. Výpočet zvedané síly bude spočten pomocí rovnice (5.5)

$$m = 34,123 + 62,221 + 56,995 = 153,34 \text{ Kg}$$

$$G = m \cdot g = 153,34 \cdot 9,81 = 1504,3 \text{ N} \quad (5.5)$$

5.2.1 Síla v pohybovém šroubu

Pro lepší dosažení tohoto zdvihu bude brána pro výpočet jako potřebná síla ve šroubu F_0 , celkové zatížení $G = 1504,3$ N pro jeden šroub, protože hydraulický válec může být umístěn v libovolné vertikální poloze.

Typ závitu pohybového šroubu:

Tr 20 x 2:

$d = 20,000$ mm

$d_2 = 19,000$ mm

$d_3 = 18,000$ mm

$P = 2,000$ mm

Výpočet úhlu stoupání závitu a třecího redukovaného úhlu:

Výpočet úhlu stoupání závitu je znázorněn v rovnici (5.6) a výpočet třecího redukovaného úhlu v rovnici (5.7). Součinitel tření v závitu f_z je zvolen 0,1 a úhel α pro lichoběžníkový závit je 30° .

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{\pi \cdot 19}\right) = 1,92 \quad (5.6)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)}\right) = 5,91 \quad (5.7)$$

Síla ve šroubu vytvořená jeho otáčením:

Síla ve šroubu, která se jeho otáčením vytvoří je vyvozena otáčením matice s madlem pomocí lidské ruky. Jako sílu lidské ruky bude brána hodnota $F_{ruky} = 100$ N. Rameno kroutícího momentu na matici je $R = 100$ mm. Výpočet této osově síly ve šroubu vychází z rovnice (5.8).

$$M_k = i \cdot F_s \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (5.8)$$

$$F_{ruky} \cdot R = i \cdot F_s \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$F_s = \frac{F_{ruký} \cdot R}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{d} \cdot i} = \frac{100 \cdot 100}{\operatorname{tg}(1,92 + 5,91) \cdot \frac{19}{2} \cdot 1} = 7654,6N$$

Z výpočtů v této kapitole jde vidět, že osová síla vytvořená otáčením matice je 7654,6N a síla, kterou je nutno překonat je 1504,3 N. Z tohoto faktu je patrné, že zdvih celé soustavy bude zaručen.

$$F_s \geq F_o$$

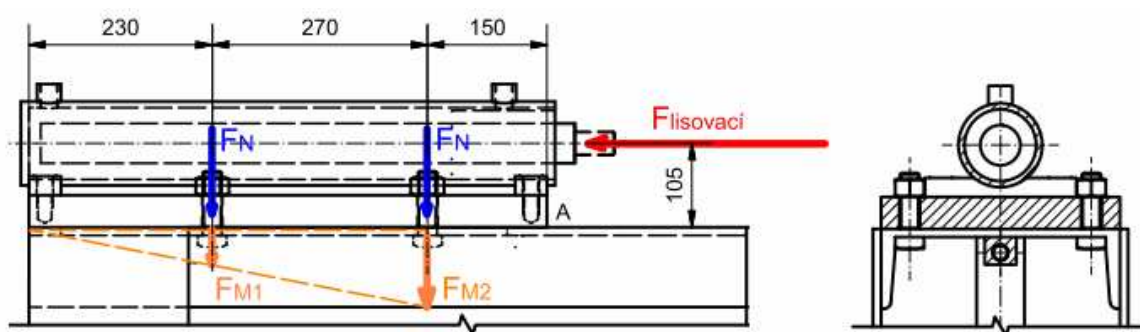
$$\underline{\underline{7654,6 \geq 1504,3}}$$

Výpočet v této kapitole v sobě nezahrnuje tření pod maticí, protože takto vzniklé tření je pro výpočet zanedbatelné. A osová síla, která otáčením šroubu nebo matice vznikne je vždy několikanásobně větší než požadovaná síla ke vzniku pohybu.

6 Výpočet a kontrola šroubů držící desku s válcem

Šroubový spoj je zatížen příčnou radiální silou, která působí mimo rovinu spojení. Síla působí ve vzdálenosti 75 mm od roviny spojení. Předpokladem výpočtu je, že ke spojení dvou rovin dochází v bodě A. Z účinku klopného momentu vychází, že největší síla F_M , vytvořená tímto klopným momentem, je u šroubu, který je umístěn nejbližší k bodu A a proto budeme kontrolovat tyto šrouby. Šrouby jsou rovněž zatížený silou F_N , která vznikne utahováním šroubu.

Šrouby jsou s čtvercovou hlavou, která se opře o drážku profilu. Tento fakt umožní utahování pouze matice, která je umístěna na vrchní části desky. Schéma spojení a silový rozbor je znázorněn na obrázku 6.1.



Obrázek 6.1 - Silový rozbor šroubů držící desku s válcem

6.1 Určení potřebné síly ve šroubu účinkem dotažení šroubu

Z podmínky bezpečného přenosu síly třením (6.1) se určí normálová síla F_N , která musí vzniknout od utahování matice.

$$\begin{aligned} F_{\text{lisovací}} &\leq F_t \\ F_{\text{lisovací}} &\leq f \cdot i \cdot F_N \end{aligned} \quad (6.1)$$

$$F_N \geq \frac{F_{\text{lisovací}}}{f \cdot i} = \frac{50000}{0,1 \cdot 4} = \underline{\underline{125000\text{N}}}$$

Součinitel tření $f = 0,1$, lisovací (tlačná) síla je rovna 50 000N a celkový počet šroubů je $i = 4$. Osová síla ve šroubu F_O je potom rovna 125 000N.

6.2 Výpočet přídatné síly vytvořené účinkem klopného momentu

Lisovací síla vytvoří na rameni 75 mm klopný moment M , který otáčí soustavu kolem bodu A. Největší přídatná síla je na rameni 150 mm od bodu A. Přídatnou sílu F_{M2} určíme z momentové rovnováhy (4.2). Levá strana rovnice je vynásobena dvěma, protože jsou dvě řady šroubů vedle sebe.

$$2 \cdot (F_{M2} \cdot 500 + F_{M1} \cdot 230) = F_{lisovací} \cdot 105 \quad (6.2)$$

Z podobnosti trojúhelníku (6.3) se určí síla F_{M1} , která se dosadí opět do rovnice (6.2) a následně vyjádříme sílu F_{M2} .

$$\frac{F_{M2}}{500} = \frac{F_{M1}}{230} \Rightarrow F_{M1} = \frac{F_{M2}}{500} \cdot 230 \quad (6.3)$$

$$2 \cdot \left(F_{M2} \cdot 500 + \frac{F_{M2}}{500} \cdot 230^2 \right) = F_{lisovací} \cdot 105$$

$$F_{M2} = \frac{F_{lisovací} \cdot 105}{2 \cdot \left(500 + \frac{230^2}{500} \right)} = \frac{50000 \cdot 105}{2 \cdot \left(500 + \frac{230^2}{500} \right)} = 4333,11 \text{ N}$$

6.3 Výpočet předepjatého šroubového spoje

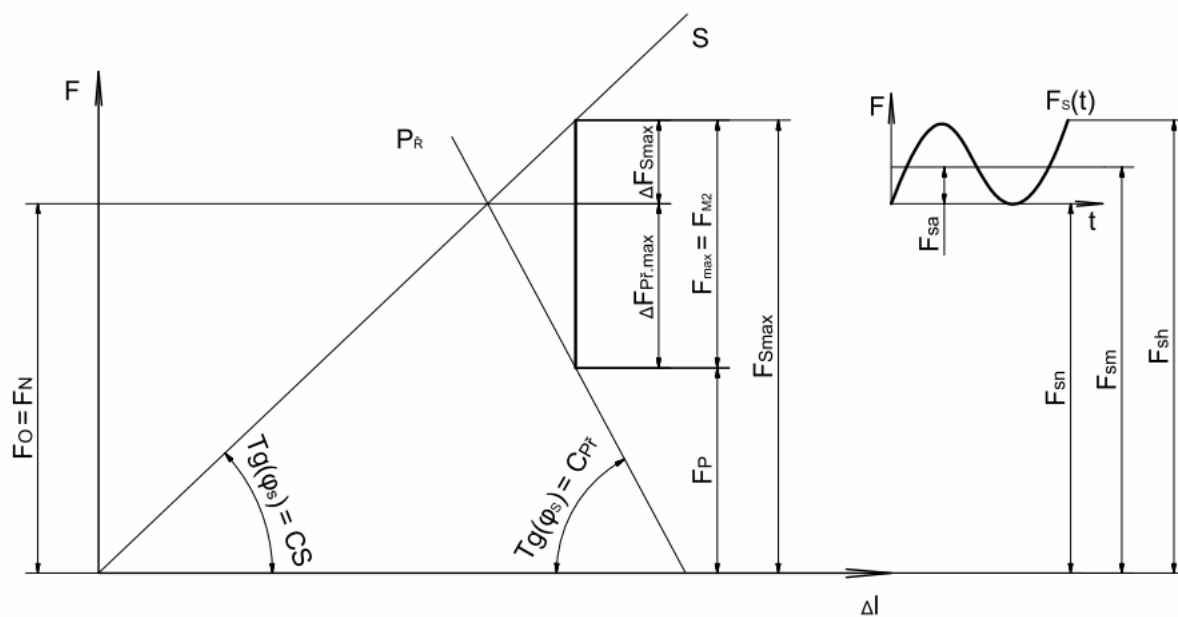
Šroubový spoj je realizován jako předepjatý šroubový spoj a proto budou z přepětového diagramu vyšetřeny silové účinky

Pro uchycení desky k rámu byly zvoleny šrouby s čtvercovou hlavou ISO 2585 M24 x 80 10.9.

Závit M24:

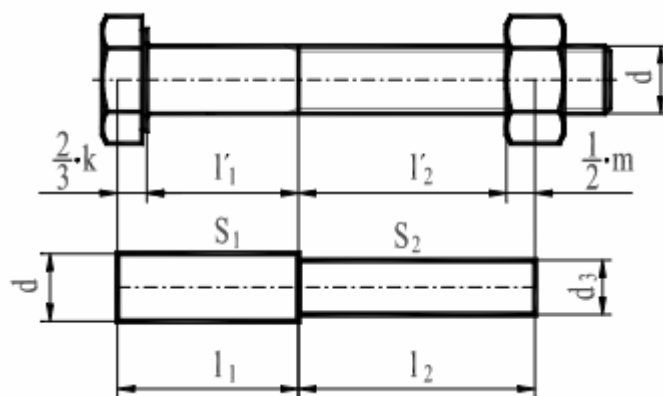
$d = 24,000 \text{ mm}$	$R_e = 900 \text{ MPa}$
$d_2 = 22,051 \text{ mm}$	$R_m = 1000 \text{ MPa}$
$d_3 = 20,319 \text{ mm}$	
$P = 3 \text{ mm}$	

Budou spočteny tuhosti šroubu a přírub. Z diagramu pro obecnou pulzující provozní sílu viz. obrázek 6.2 budou určeny síly ve šroubu a následným výpočtem bude určena výsledná bezpečnost šroubu.



Obrázek 6.2 - Silový diagram pro obecnou pulzující provozní sílu

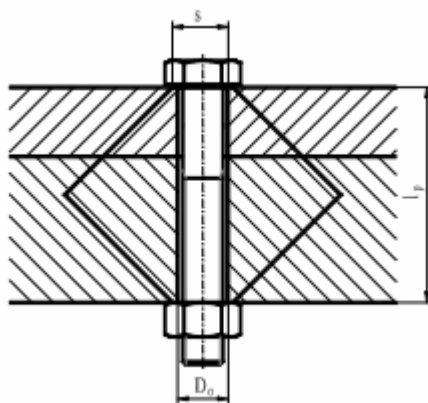
Výpočet tuhosti šroubu:



Obrázek 6.3 - Model pro určení tuhosti šroubu [7]

$$C_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^n C_i} = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{l_1}{d_2^2} + \frac{l_2}{d_3^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{15}{22,051^2} + \frac{46}{20,319^2} \right)} = 1159332,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.4)$$

Výpočet tuhosti spojovaných přírub:



Obrázek 4.4 - Model pro určení tuhosti spojovaných přírub [7]

$$C_p = \frac{E}{l_p} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(s + 0,5 \cdot l_p)^2 - D_0^2 \right] = \frac{2,1 \cdot 10^5}{50} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(36 + 0,5 \cdot 50)^2 - 26^2 \right] \quad (6.5)$$

$$C_p = 10044457 \, N \cdot mm^{-1}$$

Pro výpočet bude brána jako maximální provozní síla F_{M2} a osová síla F_O , které byly spočteny v předchozích výpočtech. Potom tedy $F_{\max} = F_{M2}$ a $F_O = F_N$.

Složka síly ve šroubu od maximální provozní síly:

$$\Delta F_{S_{\max}} = F_{\max} \cdot \frac{C_s}{C_s + C_p} = 4333 \cdot \frac{1159333}{1159333 + 10044457} = 448,4 \, N \quad (6.6)$$

Složka síly v přírubách od maximální provozní síly:

$$\Delta F_{P_{\max}} = F_{\max} \cdot \frac{C_p}{C_s + C_p} = 4333 \cdot \frac{10044457}{1159333 + 10044457} = 3884,6 \, N \quad (6.7)$$

$$F_p = F_O - \Delta F_{P_{\max}} = 125000 - 3884,6 = \underline{\underline{121115,4 \, N}} \geq F_t = 50000 \, N$$

Maximální síla ve šroubu:

$$F_{S_{\max}} = F_O + \Delta F_{S_{\max}} = 125000 + 448,4 = 125448 \, N \quad (6.8)$$

6.3.1 Výpočet dynamicky namáhaného šroubu:

Výpočet úhlu stoupání závitu a třecího redukovaného úhlu

Výpočet úhlu stoupání závitu ψ je v rovnici (6.9) a výpočet třecího redukovaného úhlu φ' v rovnici (6.10).

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3}{\pi \cdot 22,051}\right) = 2,48 \quad (6.9)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 6,59 \quad (6.10)$$

Výpočet složek napětí:

Horní napětí:

$$\sigma_{tsh} = \frac{F_{sh}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{125448}{\pi \cdot \left(\frac{20,319}{2}\right)^2} = 386,9 MPa \quad (6.11)$$

Střední napětí:

$$\sigma_{tsm} = \frac{F_{sm}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{125224}{\pi \cdot \left(\frac{20,319}{2}\right)^2} = 386,2 MPa \quad (6.12)$$

Dolní napětí:

$$\sigma_{tsn} = \frac{F_{sn}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{125000}{\pi \cdot \left(\frac{20,319}{2}\right)^2} = 385,5 MPa \quad (6.13)$$

Napěťová amplituda:

$$\sigma_{tsa} = \frac{F_{sa}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{224}{\pi \cdot \left(\frac{20,319}{2}\right)^2} = 0,7 MPa \quad (6.14)$$

Statické namáhání ve šroubu:

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{F_{S \max} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{125448 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 6,59) \cdot \frac{22,051}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 20,319^3} = 134 \text{ MPa} \quad (6.15)$$

Určení dynamické bezpečnosti:

Mez únavy materiálu šroubu:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot Rm = 0,35 \cdot 1000 = 350 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

Součinitel sbíhavosti šroubu:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot Rm \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1000 \cdot 10^{-4} = 0,22 \quad (6.17)$$

Skutečná mez únavy kritického místa šroubu:

$$\sigma_c^\times = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot v_\sigma}{\beta_{\sigma \max}} = 350 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,7}{2,12} = 98,23 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

Součinitel sbíhavosti šroubu, vrubované součásti:

$$\psi_\sigma^\times = \frac{\psi_\sigma}{\beta_{\sigma \max}} \cdot \varepsilon_p \cdot v_\sigma = \frac{0,22}{2,12} \cdot 0,85 \cdot 0,7 = 0,062 \quad (6.19)$$

Výpočet výsledné bezpečnosti:

Určení statické bezpečnosti:

$$K_\tau = \frac{0,5 \cdot Re}{\tau} = \frac{0,5 \cdot 900}{134} = 3,36 \quad (6.20)$$

Dynamická bezpečnost šroubu vůči meznímu hornímu napětí:

$$K_{\sigma h} = \frac{2 \cdot \sigma_c^\times + (1 - \psi_\sigma^\times) \cdot \sigma_{tsn}}{(1 + \psi_\sigma^\times) \cdot \sigma_{tsh}} = \frac{2 \cdot 98,23 + (1 - 0,062) \cdot 385,5}{(1 + 0,062) \cdot 386,9} = 1,36 \quad (6.21)$$

Výsledná bezpečnost:

$$K_v = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,36 \cdot 3,36}{\sqrt{1,36^2 + 3,36^2}} = \underline{\underline{1,26}} \quad (6.22)$$

Celková výsledná bezpečnost pro šroub vyšla přibližně 1,3. Ve výpočtu jsou uvedeny konstanty ε_p , ν_σ , $\beta_{\sigma\max}$, které byly určeny a odečteny z grafů podle literatury [8] viz. použitá literatura.

Maximální utahovací moment šroubu podle DIN ISO 898:

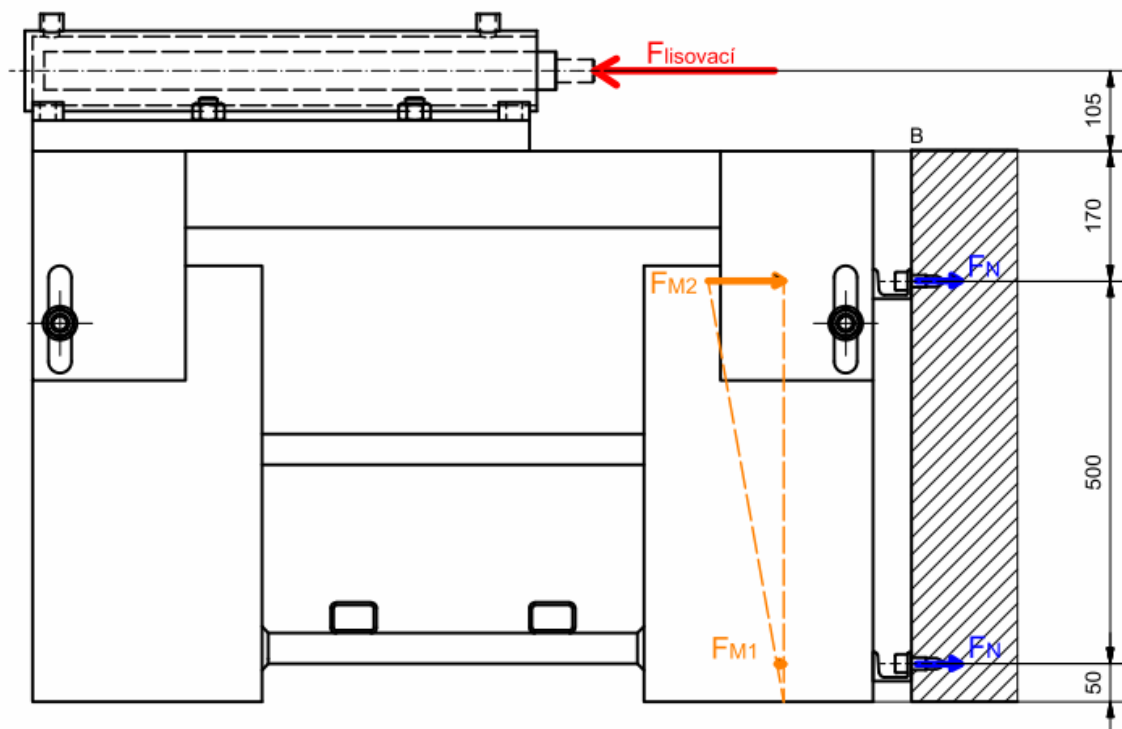
$$Mu = 1027 N \cdot m$$

Maximální osová síla ve šroubu, která vznikne utažením předem zmíněným utahovacím momentem:

$$Fo_{MAX} = 221224 N$$

7 Výpočet a kontrola kotevních šroubů

V následující kapitole budou zkontrolovány kotvící šrouby. Tedy šrouby, které drží celou tlačnou soustavu připevněnou k lisu. Šrouby jsou zatíženy provozní lisovací silou a podobně jako v předchozí kapitole tato síla způsobuje přídatný klopný moment kolem bodu B. Silový rozbor a schéma spojení je vidět na obrázku 7.1.



Obrázek 7.1 - Schéma spojení soustavy pomocí kotevních šroubů

7.1 Určení síly ve šroubu a přídatné síly

Lisovací síla podle obrázku 7.1 působí axiálně na kotevní šrouby, ale také vytváří klopný moment. Podobně jako v předchozí kapitole budeme kontrolovat šroub, který je v nejmenší vzdálenosti od bodu B, protože díky klopnému momentu na něho působí největší přídatná síla. Z podmínky momentové rovnováhy (7.1) určíme přídatnou sílu F_{M2} .

$$F_{lisovací} \cdot 105 = 2 \cdot (F_{M2} \cdot 550 + F_{M1} \cdot 50) \quad (7.1)$$

Z podobnosti trojúhelníku (7.2) určíme sílu F_{M1} , kterou dosadíme do rovnice (7.1) a vyjádříme z ní požadovanou přídatnou sílu F_{M2} .

$$\frac{F_{M1}}{50} = \frac{F_{M2}}{550} \Rightarrow F_{M1} = 50 \cdot \frac{F_{M2}}{550} \quad (7.2)$$

$$2 \cdot \left(F_{M2} \cdot 550 + \frac{F_{M2}}{550} \cdot 50^2 \right) = F_{\text{lisovací}} \cdot 105$$

$$F_{M2} = \frac{F_{\text{lisovací}} \cdot 105}{2 \cdot \left(550 + \frac{50^2}{550} \right)} = \frac{50000 \cdot 105}{2 \cdot \left(550 + \frac{50^2}{550} \right)} = 4733,6 \text{ N}$$

Síla $F_N = 50000 \text{ N}$ je rovna lisovací síle a tedy síle ve šroubu F_O , a přídatná síla F_{M2} bude brána pro další výpočet jako provozní síla F_{max} .

7.2 Výpočet dynamicky zatíženého šroubu

Šroubový spoj je podobně jako v předchozí kapitole realizován jako předepjatý šroubový spoj. Budou také stejně spočteny tuhosti šroubu a přírub a následně určena výsledná bezpečnost dynamicky zatíženého šroubu.

Pro ukotvení tlačné soustavy k lisu budou použity šrouby:
ISO 4762 M16 x 25 10.9

Závit M16:

$d = 16,000 \text{ mm}$	$R_e = 900 \text{ MPa}$
$d_2 = 14,701 \text{ mm}$	$R_m = 1000 \text{ MPa}$
$d_3 = 13,546 \text{ mm}$	
$P = 2 \text{ mm}$	

Výpočet tuhosti šroubu:

$$C_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^n C_i} = \frac{\pi \cdot E}{4 \cdot \left(\frac{l_1}{d_2^2} + \frac{l_2}{d_3^2} \right)} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}{4 \cdot \left(\frac{5}{14,701^2} + \frac{25}{13,546^2} \right)} = 1034848,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (7.3)$$

Výpočet tuhosti spojovaných přírub:

$$C_p = \frac{E}{l_p} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(s + 0,5 \cdot l_p)^2 - D_0^2 \right] = \frac{2,1 \cdot 10^5}{25} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(24 + 0,5 \cdot 25)^2 - 18^2 \right] \quad (7.4)$$

$$C_p = 6651772,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Složka síly ve šroubu od maximální provozní síly:

$$\Delta F_{S \max} = F_{\max} \cdot \frac{C_S}{C_S + C_P} = 4733,6 \cdot \frac{1034848,3}{1034848,3 + 6651773} = 637,3N \quad (7.5)$$

Složka síly v přírubách od maximální provozní síly:

$$\Delta F_{P \max} = F_{\max} \cdot \frac{C_P}{C_S + C_P} = 4733,6 \cdot \frac{6651773}{1034848,3 + 6651773} = 4096,3N \quad (7.6)$$

$$F_P = F_O - \Delta F_{P \max} = 50000 - 4096,3 = 45903,7N$$

Maximální síla ve šroubu:

$$F_{S \max} = F_O + \Delta F_{S \max} = 50000 + 637,3 = 50637,3N \quad (7.7)$$

7.2.1 Výpočet výsledné bezpečnosti šroubu:

Výpočet úhlu stoupání závitu a třecího redukovaného úhlu

Výpočet úhlu stoupání závitu ψ je v rovnici (7.8) a výpočet třecího redukovaného úhlu φ' v rovnici (7.9).

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3}{\pi \cdot 22,051}\right) = 2,48 \quad (7.8)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 6,59 \quad (7.9)$$

Výpočet složek napětí:

Horní napětí:

$$\sigma_{tsh} = \frac{F_{sh}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{50637}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} = 351,4MPa \quad (7.10)$$

Střední napětí:

$$\sigma_{tsm} = \frac{F_{sm}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{50319}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} = 349,2 MPa \quad (7.11)$$

Dolní napětí:

$$\sigma_{tsn} = \frac{F_{sn}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{50000}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} = 346,9 MPa \quad (7.12)$$

Napětíová amplituda:

$$\sigma_{tsa} = \frac{F_{sa}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{319}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} = 2,21 MPa \quad (7.13)$$

Statické namáhání ve šroubu:

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{F_{S \max} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{50637,3 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 6,59) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 13,546^3} = 121,7 MPa \quad (7.14)$$

Určení dynamické bezpečnosti:

Mez únavy materiálu šroubu:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot Rm = 0,35 \cdot 1000 = 350 MPa \quad (7.15)$$

Součinitel sbíhavosti šroubu:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot Rm \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1000 \cdot 10^{-4} = 0,22 \quad (7.16)$$

Skutečná mez únavy kritického místa šroubu:

$$\sigma_c^\times = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_P \cdot \nu_\sigma}{\beta_{\sigma \max}} = 350 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,75}{2,134} = 101,88 MPa \quad (7.17)$$

Součinitel sbíhavosti šroubu, vrubované součásti:

$$\psi_{\sigma}^{\times} = \frac{\psi_{\sigma}}{\beta_{\sigma \max}} \cdot \varepsilon_p \cdot \nu_{\sigma} = \frac{0,22}{2,134} \cdot 0,85 \cdot 0,75 = 0,066 \quad (7.18)$$

Výpočet výsledné bezpečnosti:

Určení statické bezpečnosti:

$$K_{\tau} = \frac{0,5 \cdot Re}{\tau} = \frac{0,5 \cdot 900}{121,7} = 3,69 \quad (7.19)$$

Dynamická bezpečnost šroubu vůči meznímu hornímu napětí:

$$K_{\sigma h} = \frac{2 \cdot \sigma_c^{\times} + (1 - \psi_{\sigma}^{\times}) \cdot \sigma_{tsn}}{(1 + \psi_{\sigma}^{\times}) \cdot \sigma_{tsh}} = \frac{2 \cdot 101,88 + (1 - 0,066) \cdot 346,9}{(1 + 0,066) \cdot 351,4} = 2,73 \quad (7.20)$$

Výsledná bezpečnost:

$$K_v = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{2,73 \cdot 3,69}{\sqrt{2,73^2 + 3,69^2}} = \underline{\underline{2,19}} \quad (7.21)$$

Výsledná bezpečnost šroubu nyní vyšla 2,19 a konstanty ε_p , ν_{σ} , $\beta_{\sigma \max}$ byly rovněž určeny pomocí grafů a vztahů z literatury [8] viz. použitá literatura.

Maximální utahovací moment šroubu podle DIN ISO 898:

$$Mu = 307 N \cdot m$$

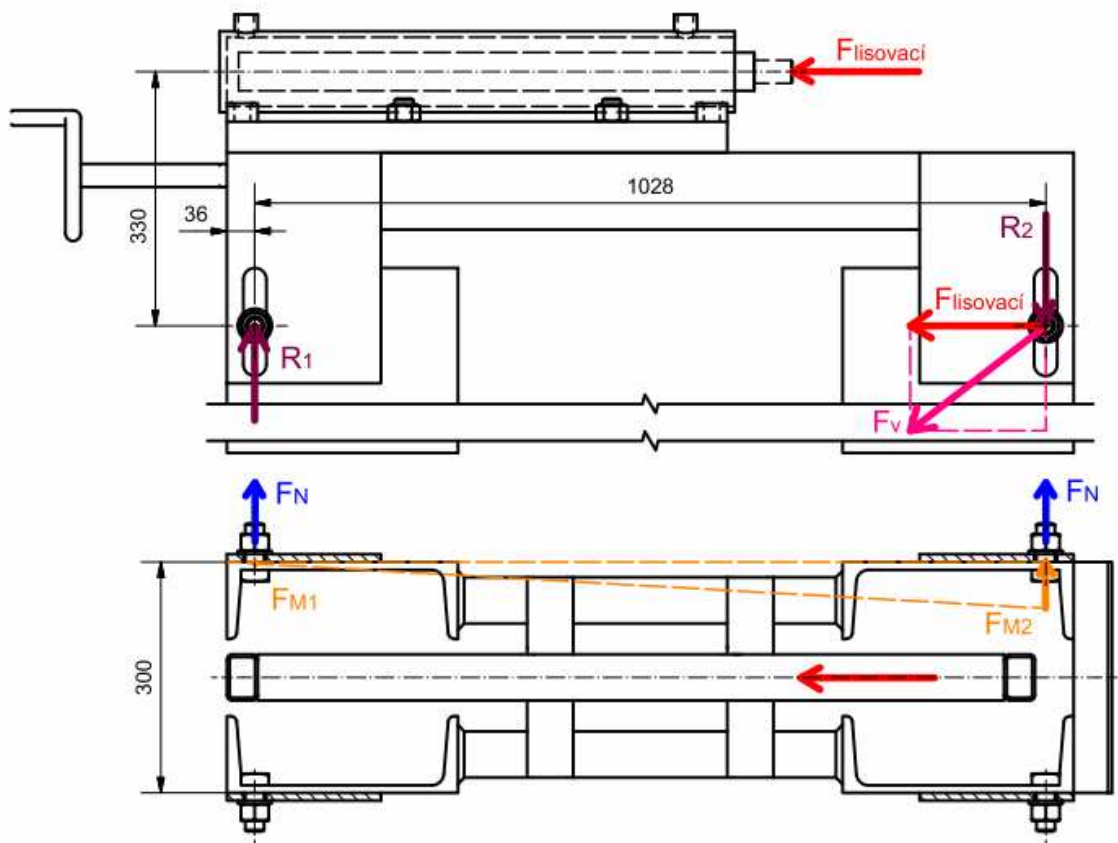
Maximální osová síla ve šroubu, která vznikne utažením předem zmíněným utahovacím momentem:

$$Fo_{MAX} = 98340 N$$

8 Výpočet a kontrola šroubů držících naklápěcí rám

Výpočet bude přepokládat myšlenku, že naklápěcí rám je jako dokonale tuhý nosník na který působí ohybový moment M_o působením lisovací síly na rameni 330 mm. Ve šroubech, které budou předpokládány za vazby tedy vzniknou reakce. Šrouby budou muset vytvořit utažením takové tření, které tyto vazby přenesou.

Výpočet bere v úvahu i přidavný klopný moment jehož důsledkem je vytvoření přidavných sil F_{Mi} , jimiž bude šroub rovněž zatěžován. Silový rozbor je vidět na obrázku 8.1.



Obrázek 8.1 - Silový rozbor pro šrouby držící naklápěcí rám

8.1 Výpočet reakcí

Lisovací síla působí na rameni $R = 330$ mm, což má za následek ohybový moment a rovněž je lisovací síla přesunuta do vodorovné osy šroubu. Ze svislé reakce R_2 a lisovací síly se spočte pomocí Pythagorovy věty výsledná síla třecí síla F_v , která musí být dotažením šroubu vytvořena. Z rovnic rovnováhy (8.1) se určí reakce ve vazbách (8.2).

$$M_o - R_1 \cdot 1028 = 0$$

$$R_1 - R_2 = 0$$

(8.1)

$$R_1 = \frac{F_{lisovací} \cdot 330}{1028} = \frac{50000 \cdot 330}{1028} = 16050,6N$$

$$R_2 = -R_1 = -16050,6N$$
(8.2)

Pomocí Pythagorovy věty (8.3) bude spočtena výsledná síla F_v

$$F_v = \sqrt{R_2^2 + F_{Lisovací}^2} = \sqrt{16050,6^2 + 50000^2} = 52513,1N$$
(8.3)

8.2 Výpočet normálové a přídavné síly ve šroubech

8.2.1 Výpočet normálové síly

Výsledná reakce z předchozího výpočtu F_v je nutná třecí síla F_t , která musí být dotažením matice šroubu mezi spojovanými součástmi vytvořena (8.4). Reakce jsou u obou dvou šroubů stejně veliké, ale jsou dvě řady šroubů, proto se celková reakce vydělí dvěma. Výpočet normálové síly F_N je podle vzorce (8.5)

$$F_v \leq F_t$$

$$F_v \leq f \cdot 2 \cdot F_N$$
(8.4)

$$F_N \geq \frac{R}{f \cdot 2} = \frac{52513,1}{0,1 \cdot 2} = \underline{\underline{262565,5N}}$$
(8.5)

8.2.2 Výpočet přídavné síly

Velikost přídavných sil bude jako v předchozích případech rovněž určen z rovnic rovnováhy (8.6). Určena bude opět přídavná síla F_{M2} , která má nejmenší vzdálenost od předpokládaného bodu spojení dvou rovin.

$$F_{lisovací} \cdot 150 = 2 \cdot (F_{M2} \cdot 1064 + F_{M1} \cdot 36)$$
(8.6)

Z posobnosti trojúhelníku (8.7) určíme přídavnou sílu F_{M1} , která se poté dosadí do rovnice (8.6) a bude spočtena velikost přídavné síly F_{M2} .

$$\frac{F_{M1}}{36} = \frac{F_{M2}}{1064} \Rightarrow F_{M1} = 36 \cdot \frac{F_{M2}}{1064}$$
(8.7)

$$F_{lisovací} \cdot 150 = 2 \cdot \left(F_{M2} \cdot 1064 + \frac{F_{M2}}{1064} \cdot 36^2 \right)$$

$$F_{M2} = \frac{F_{\text{lisovací}} \cdot 150}{2 \cdot \left(1064 + \frac{36^2}{1064}\right)} = \frac{50000 \cdot 105}{2 \cdot \left(1064 + \frac{36^2}{1064}\right)} = 23,5 N$$

Celková osová síla, kterou bude muset šroub svým dotažením vytvořit je:

$$F_O = F_N + F_{M2} = 262565,5 + 23,5 = \underline{\underline{262589 N}}$$

8.3 Výpočet a kontrola šroubu

Pro udržení naklápacího rámu budou použity šrouby s čtvercovou hlavou ISO 2585 M30 x 60 10.9

Závit M30:

$$\begin{aligned} d &= 30,000 \text{ mm} & \text{Re} &= 900 \text{ MPa} \\ d_2 &= 27,727 \text{ mm} & \text{Rm} &= 1000 \text{ MPa} \\ d_3 &= 25,706 \text{ mm} \\ P &= 3,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Výpočet úhlu stoupání závitu a třecího redukovaného úhlu

Výpočet úhlu stoupání závitu ψ je v rovnici (8.8) a výpočet třecího redukovaného úhlu φ' v rovnici (8.9).

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{3,5}{\pi \cdot 27,727}\right) = 2,3 \quad (8.8)$$

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 6,59 \quad (8.9)$$

Výpočet tahového napětí ve šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_O}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{262589}{\pi \cdot \frac{25,706^2}{4}} = 505,96 \text{ MPa} \quad (8.10)$$

Výpočet napětí v krutu

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{262589 \cdot \operatorname{tg}(2,3 + 6,59) \cdot \frac{27,727}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 25,706^3} = 170,73 \text{ MPa} \quad (8.11)$$

Výpočet redukovaného napětí ve šroubu podle Guesta

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{505,96^2 + 4 \cdot 170,73^2} = \underline{\underline{610,4 \text{ MPa}}} \quad (8.12)$$

Výpočet výsledné bezpečnosti šroubu

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{900}{610,4} = 1,47 \quad (8.13)$$

Výsledné redukované napětí ve šroubu 610,4MPa je menší než mez kluzu materiálu šroubu 900MPa. Výsledná bezpečnost šroubu vychází přibližně 1,5. Šrouby nebyly počítány jako dynamicky zatížené, protože přídatné zatížení účinkem klopného momentu, které bylo určeno je zanedbatelně malé a pulsující zatížení zachytí šrouby, které drží desku s hydraulickým válcem.

Maximální utahovací moment šroubu podle DIN ISO 898:

$$Mu = 1882 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální osová síla ve šroubu, která vznikne utažením předem zmíněným utahovacím momentem:

$$Fo_{MAX} = 354309 \text{ N}$$

9 Kontrola svarů

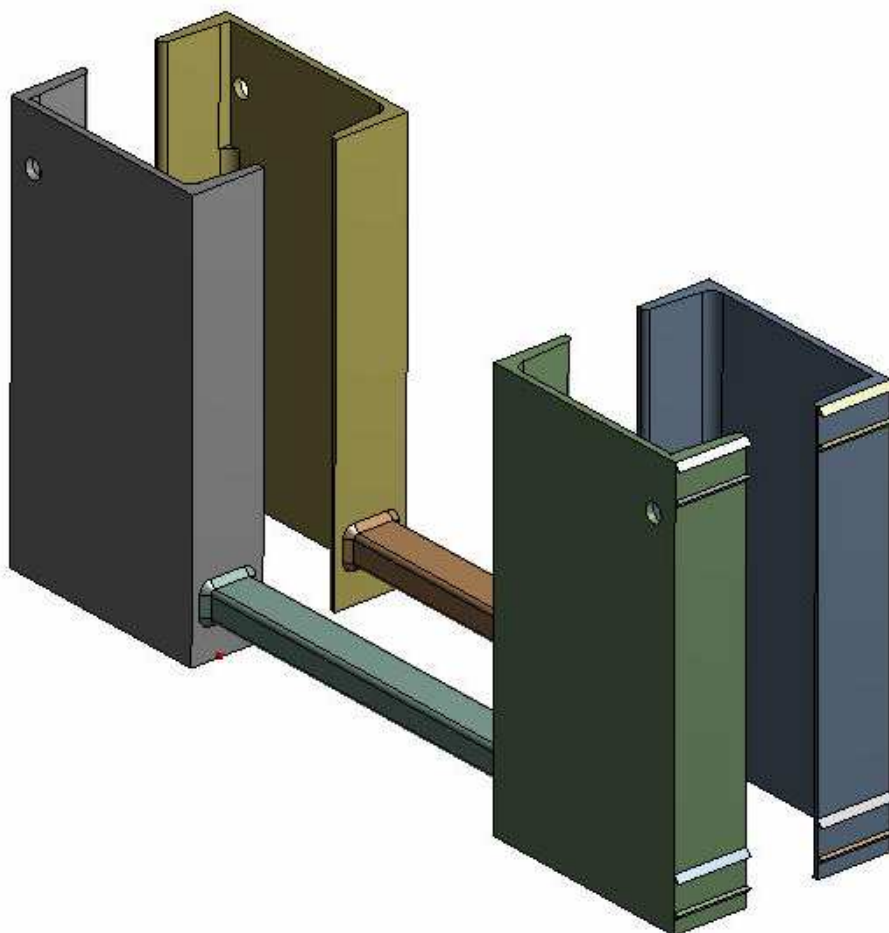
Svary se budou kontrolovat u spodního svařovaného rámu, protože zdejší svary jsou mnohem menší a kratší než u vrchního naklápěcího rámu. Kontrola proběhne metodou MKP (Metoda konečných prvků) pomocí softwaru ANSYS [9].

9.1 Vytvoření geometrie

Prvním úkolem je vytvoření geometrie. Svařovanému rámu byly odebrány nepodstatné prvky pro výpočet jako závitové tyče a profil, který bude sloužit k přišroubování šroubů k lisu. Tyto prvky by zbytečně prodlužovali čas vytvoření následné sítě a výpočet výsledků.

Geometrie v sobě zahrnuje konstrukční profily a vytvořené koutové svary o velikosti $a = 6 \text{ mm}$, které budou na skutečném svařovaném rámu. Všechny profily a svary budou spojeny v jednotné těleso. Viz obrázek 9.1.

Geometry
31.3.2015 17:53



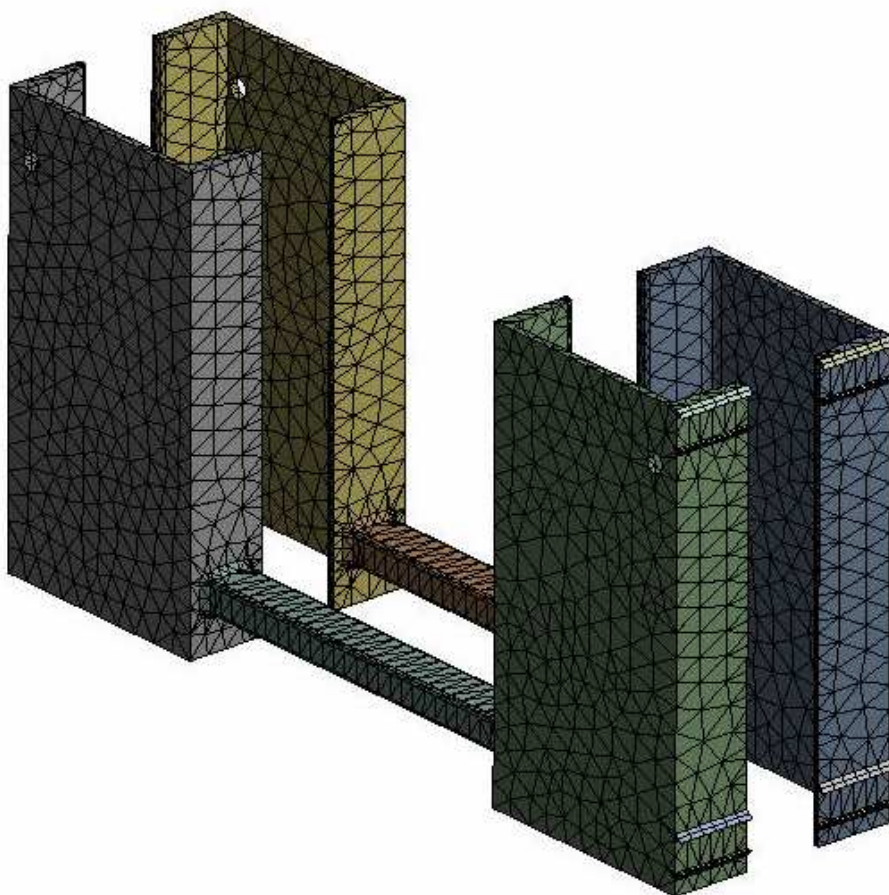
Obrázek 9.1 - Vytvořená geometrie

9.2 Vytvoření sítě

Vytvořená geometrie bude v následném kroku rozdělena sítí o určitém počtu elementů.

Úprava sítě bude provedena u svarů, kde dojde ke zmenšení elementů na rozměr 5 mm a rovněž proběhne zvětšení elementů u profilů. Velikost elementu u velkých U profilů bude nastavena na velikost 40 mm a velikost Elementů u čtvercových profilů bude nastavena na rozměr 30 mm.

To bude mít za následek lepší pravidelnost a strukturu vytvořené sítě a rovněž zkrácení celkového výpočtu. Vytvořená a upravená síť je znázorněna na obrázku 9.2.



Obrázek 9.2 - Vytvoření a úprava sítě

Poznámka:

U velkých u profilů je možno zahlédnout určitou nepravidelnost sítě. Ta je způsobena celkovým tvarem profilu, který v sobě zahrnuje zaoblení, vybrání na prostor pro hlavy šroubu a děrami. Proto bude metoda sítě v u těchto profilů změněna na Hex Dominant.

9.3 Přiřazení vazeb a zatížení

Dalším krokem bude příprava vytvořeného modelu se sítí na výpočet. Touto přípravou bude zadání vazeb a zatížení, které budou sloužit naprosto stejně jako u reálného výrobku.

Síla bude působit v nejvíce obvyklé výšce hydraulického válce od povrchu podstavy tlačného zařízení a bude působit na šrouby, které budou držet vrchní naklápěcí rám tlačného zařízení. Velikost této síly je stejně jako podle zadání 50 000N. Síla je znázorněna na obrázku 9.3 červenou šipkou a její působení se nachází v místech děr pro šrouby, které jsou označeny červenou barvou.

Vazby, které jsou na obrázku 9.3 označeny písmeny A,B,C,D,E,F,G,H představují přichycení profilu, který slouží jako kotva k lisu. Tyto vazby jsou na stranách svarů, které budou přivařeny k tomuto profilu a zamezují pohyb celé soustavy ve všech směrech.

Vazba označena na obrázku 9.3 písmenem I, slouží jako omezení pohybu svařovaného rámu do stran a umožňuje pohyb celkové soustavy pouze v rovině kolmé od povrchu země, stejně jako by to bylo u reálného tlačného zařízení, protože tyto vazby představují plechy vrchního naklápěcího rámu.

Poslední vazbou je vazba označená písmenem J, která funguje jako rovina povrchu, na kterém bude tlačná soustava položena. Tato vazba zamezuje pohyb soustavy pouze ve vertikálním směru stejně jako povrch podstavy.

A: Static Structural

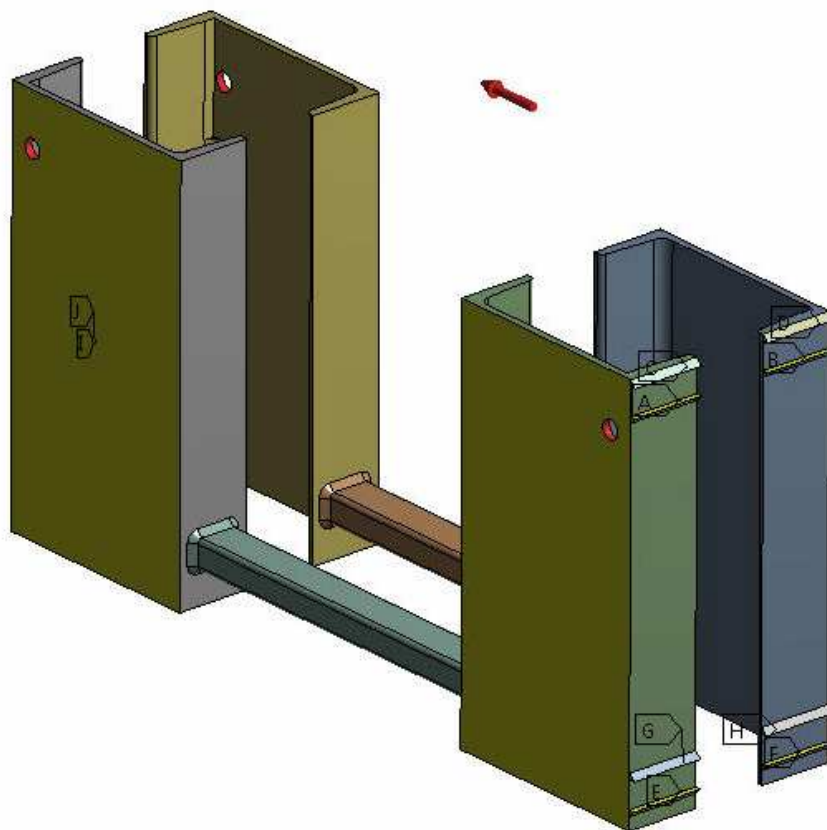
Static Structural

Time: 1, s

Items: 10 of 14 indicated

31.3.2015 17:46

- A** Displacement
- B** Displacement 2
- C** Displacement 3
- D** Displacement 4
- E** Displacement 5
- F** Displacement 6
- G** Displacement 7
- H** Displacement 8
- I** Remote Displacement 2
- J** Remote Displacement



Obrázek 9.3 – Přiřazení vazeb a zatížení soustavy

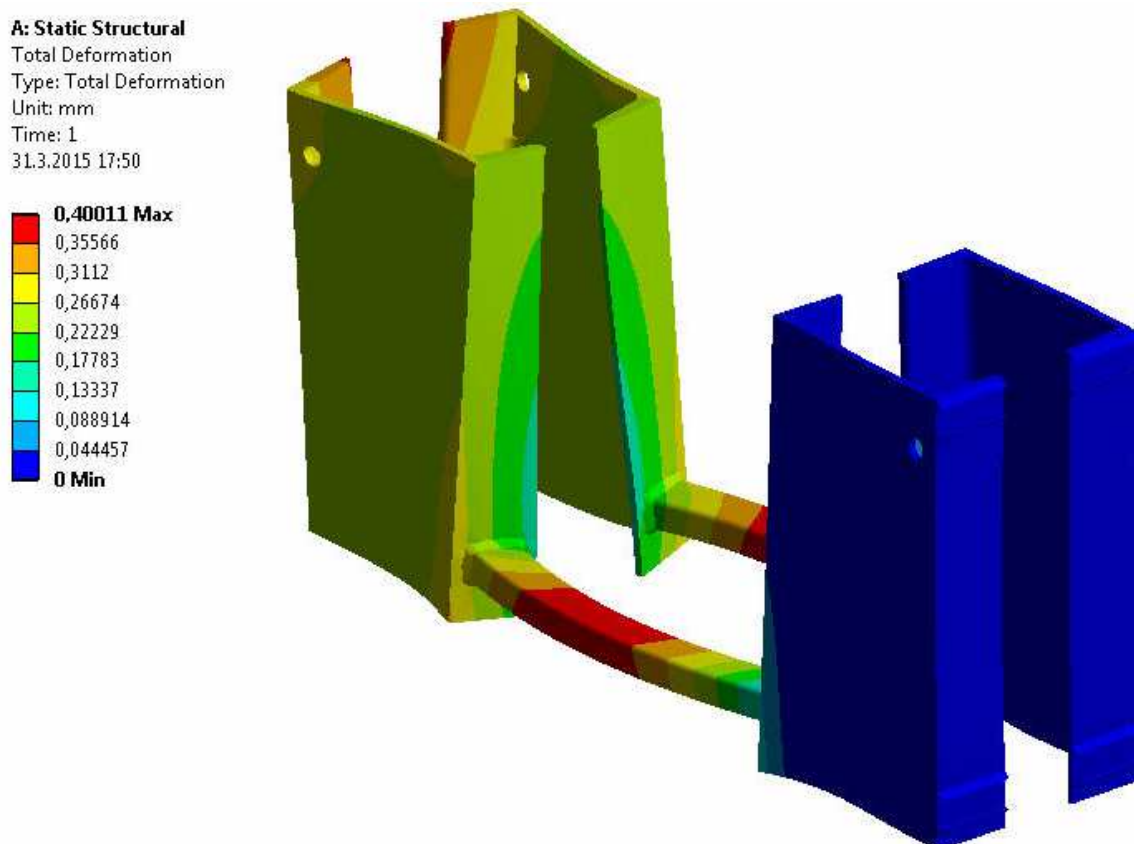
9.4 Výpočet výsledků

Výsledky v sobě budou zahrnovat celkovou deformaci a napětí podle metody HMM.

9.4.1 Výsledná deformace

Celková deformace je podle obrázku 9.4 0,4 mm. Tato deformace je největší místech středu čtvercového profilu.

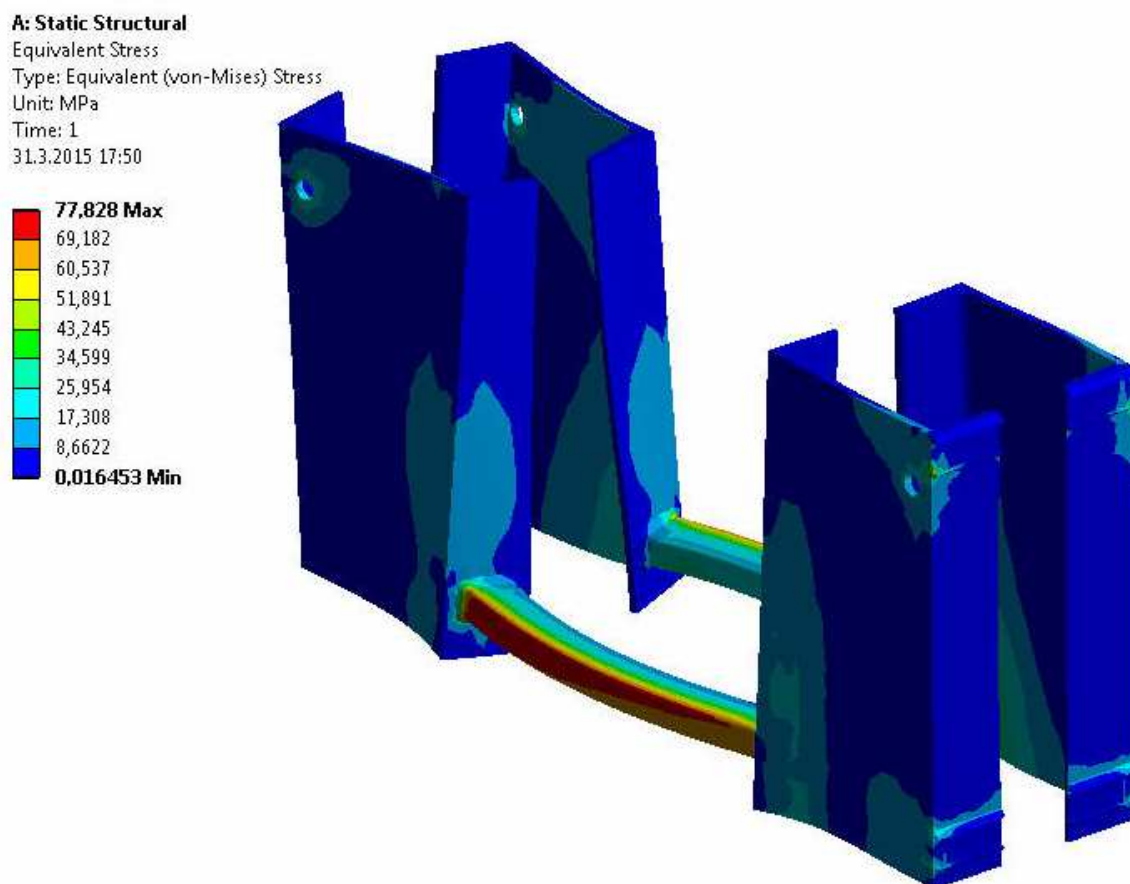
U výpočtového modelu, který je od reálného modelu kvůli snížení výpočtového času a zjednodušení vidět, že mu chybí dva přivařené čtvercové profily se závitovými tyčemi. Právě v těchto místech působí maximální deformace od středu soustavy.



Obrázek 9.4 - Celková deformace

9.4.2 Výsledné napětí

Výpočet celkového redukovaného napětí proběhlo pomocí metody HMH a jeho velikost je přibližně 80 MPa. Materiál svařovaných profilů je 11 523, kde je mez kluzu materiálu $R_e = 333$ MPa.



Obrázek 9.5 - Výsledné napětí podle metody HMH

Poznámka:

Výsledek tohoto výpočtu je vidět na obrázku 9.5. Z výsledků a znalosti vlastnosti materiálu bude spočtena celková bezpečnost, která je:

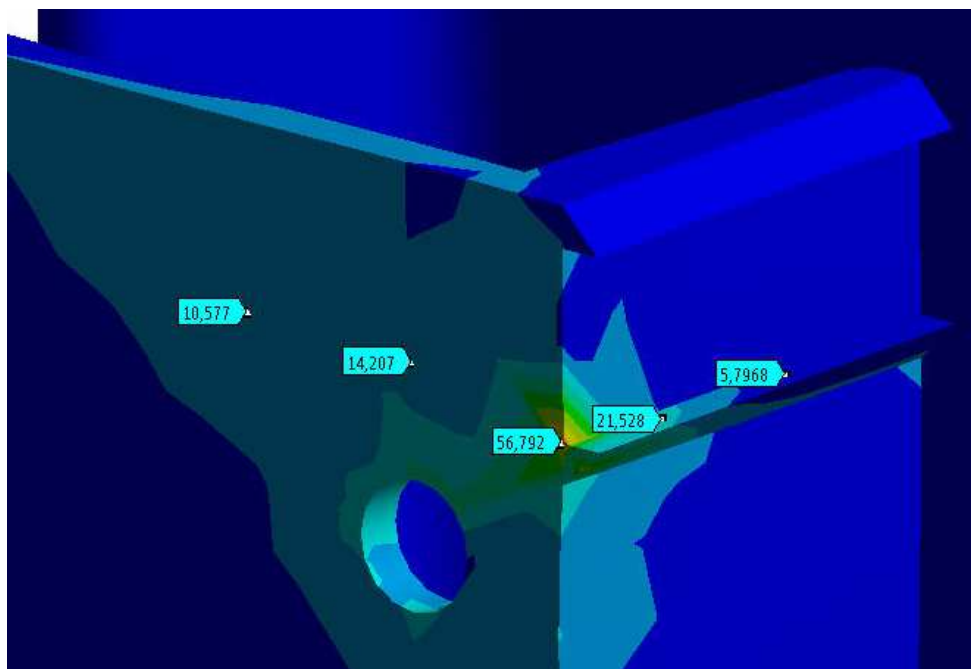
Celková bezpečnost:

$$K = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{333}{80} = \underline{\underline{4,16}}$$

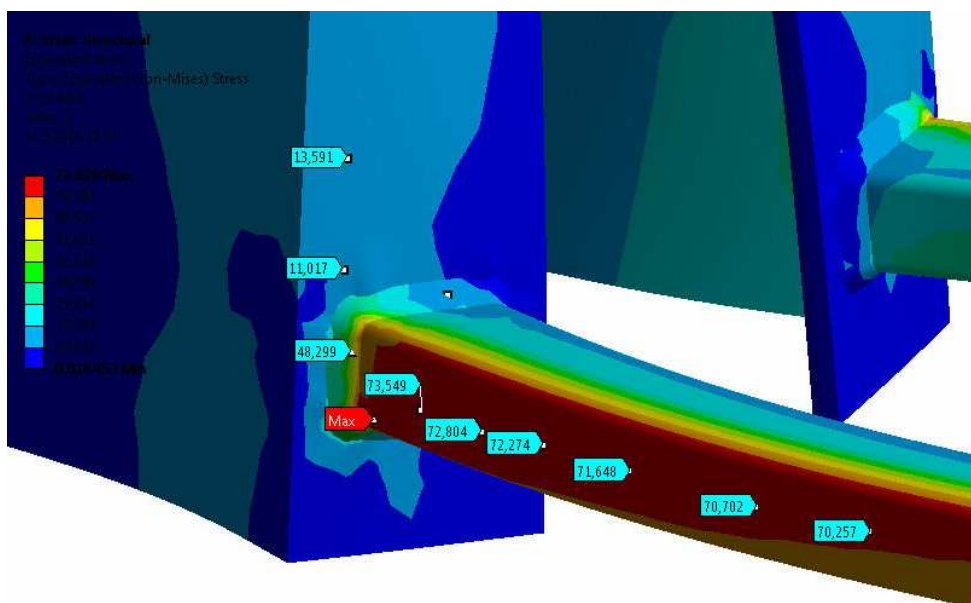
9.4.3 Detail výsledků

V místech kotvicích svarů je rovněž vidět špička napětí a proto bylo provedeno přiblížení této oblasti a vykreslení detailních výsledků napětí ve vybraných bodech. Podle obrázku 9.6 je velikost tohoto napětí v místech těchto svarů přibližně 60 MPa.

U čtvercových profilů je velikost tohoto napětí v místech svarů po detailním přiblížení 50 MPa.



Obrázek 9.6 - Detail výsledného napětí v místech kotvicích svarů



Obrázek 9.7 - Detail výsledného napětí v místech svarů u čtvercového profilu

9.5 Zhodnocení výsledků

Z celkových výsledků deformace a napětí je vidět, že tyto hodnoty jsou maximální v místech středu čtvercového profilu, který slouží jako spojení velkých U profilů.

Tato deformace a napětí působí směrem ven od středu celkového svařovaného rámu. Ovšem u reálného svařovaného rámu, je tento rám doplněn o přivaření dalších dvou profilů se závitovými tyčemi, které budou mít za následek celkové zvýšení tuhosti rámu a snížení tohoto napětí a deformace.

Vyrobený svařovaný rám, podle výkresu je vidět v přílohách diplomové práce.

10 Hotové tlačné zařízení

V následující kapitole budou popsány fotky hotového tlačného zařízení a zařízení, které sloužilo před použitím rekonstrukce.

10.1 Tlačné zařízení používáno před rekonstrukcí

Před rekonstrukcí tlačného zařízení bylo používáno zařízení, které je vidět na obrázku 10.1. Hydraulický válec měnil svou vzdálenost od lisu pomocí drážek, které byly vytvořeny v ocelové konstrukci, která sloužila jako podstava. Jde rovněž vidět, že změna výšky a úhlu naklopení válce byly uskutečněny pomocí malých plechů, které se podkládaly pod hydraulický válec. Tento princip byl pomalý a nepraktický a v mnoha případech bylo za potřeby velké množství času k nastavení správné polohy hydraulického válce.

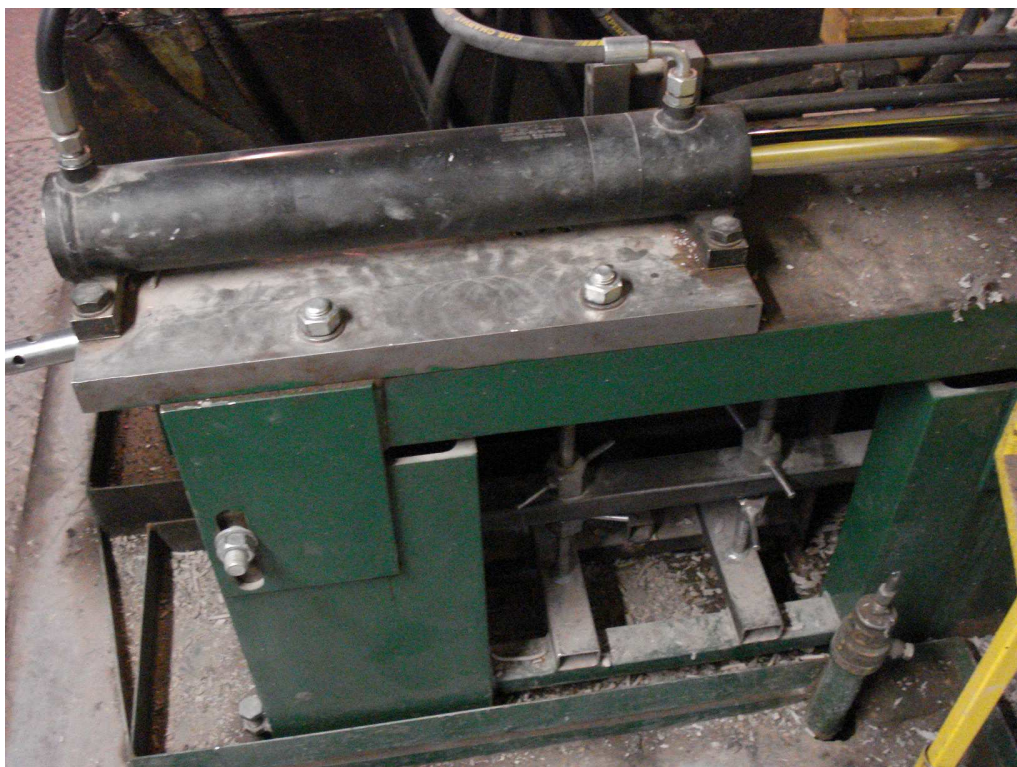


Obrázek 10.1 - Zařízení používáno před rekonstrukcí

10.2 Nové tlačné zařízení

Na obrázku 10.2 je vidět již vyrobené nové tlačné zařízení, které bylo navrženo v diplomové práci a na výkresech přílohy. U nového tlačného zařízení jde vidět, že je zde nový hydraulický válec i celá konstrukce podstavy je zcela jiná. Možný posuv, výška a naklopení válce je díky nové konstrukci mnohem větší a rovněž je větší i zdvih válce.

Hlavním úkolem ale bylo dosáhnout snadné nastavitelnosti polohy hydraulického válce a jeho ukotvení, a to je díky pohybovým šroubům, které umožňují vertikální a horizontální posuv válce mnohem jednodušší než na obrázku 10.1.



Obrázek 10.2 - Nové tlačné zařízení, které je ve společnosti současně používáno

11 Závěr

V diplomové práci byly popsány a ukázány zařízení, která se používají ve světě rovněž pro lisování keramických materiálů. Bylo zdůvodněno, proč by výběr takového zařízení nemohl být realizován a proč musel být proveden vlastní návrh konstrukce nového tlačného zařízení.

Byl vybrán vhodný hydraulický válec, který podle zadání vytvoří požadovanou lisovací sílu a rychlost vysouvání pístnice. Všechny šrouby, které se v celkové sestavě zařízení byly zkontrolovány pevnostním výpočtem, který proběhl v pořádku a všem šroubům byly připsány podle normy doporučené maximální utahovací momenty. Kontrola svařované konstrukce pomocí metody MKP proběhla v pořádku a výsledná celková bezpečnost tohoto pevnostního výpočtu vyšla uspokojivě.

Z fotek bylo popsáno zařízení, které ve společnosti sloužilo pro tento druh lisování pře rekonstrukcí a rovněž bylo popsáno zařízení, které bylo zkonstruováno podle diplomové práce a ve společnosti se v současnosti používá.

Použitá literatura

- [1] Víceosý kalibrační lis. *MM Průmyslové spektrum*. [online]. 19.3.2015 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://www.ok-strojservis.cz/produkty/cestina-tox-pressotechnik-4/produkty-tox-pressotechnik/>
- [2] Produkty. *Ok Strojservis*. [online]. 19.3.2015 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: <http://www.ok-strojservis.cz/produkty/cestina-tox-pressotechnik-4/produkty-tox-pressotechnik/>
- [3] Stroje řady CJC pro lisování keramických materiálů. *TOS Rakovník*. [online]. 19.3.2015 [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: http://www.tosrakovnik.cz/article-stroje_pro_lisovani_sypkych_materialu
- [4] Vyrobní katalog přímočarých hydromotorů. *Hydraulics*. [online]. 5.3.2015 [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/Vyrobni_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf
- [5] Vedení. T.E.A. *Technik s.r.o.* [online]. 8.4.2015 [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/vodici-tyce/>
- [6] *Autodesk Inventor*, verze 2013, ©2013, Autodesk, Inc.
- [7] HAVLÍK, J. *Konstrukce strojních částí tekutinových systémů*; VŠB - TU Ostrava: Ostrava, 2007.
- [8] KALÁB, K. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje*; VŠB - TU Ostrava: Ostrava, 2013.
- [9] *Ansys Workbench*, verze 15, ©2013 SAS IP, Inc.
- [10] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : STNL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7
- [11] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : STNL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8
- [12] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [13] Sortimentní katalog. *Ferona*. [online]. 8.4.2015 [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>
- [14] Vedení. T.E.A. *Technik s.r.o.* [online]. 8.4.2015 [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/vodici-tyce/>
- [15] DRÁBKOVÁ, S. a kol.: *Mechanika tekutin*, VŠB-TU Ostrava, 2007.

Přílohy práce

Výkres celkové sestavy

Tlačné zařízení – 0

Výkres naklápěcího svařovaného rámu

Tlačné zařízení – 2